

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Institut Dopravy

Dynamické vlastnosti a charakteristiky vybraného vozidla

Dynamic Characteristics of Selected Vehicle

Student: Bc. Zdeněk Vaculík
Vedoucí diplomové práce: Ing. Michal Richtář

Ostrava 2015

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Zdeněk Vaculík

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace:

20 Silniční doprava

Téma:

Dynamické vlastnosti a charakteristiky vybraného vozidla
Dynamic Characteristics of Selected Vehicle

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Výpočet dynamických charakteristik vozidla
4. Zjišťování dalších charakteristik
5. Zhodnocení a doporučení
6. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7

Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2

Svoboda, J.: Teorie dopravních prostředků, Praha: ČVUT Praha, 2000, ISBN 80-01-01613-7

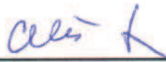
Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015




doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě : 10. 5. 2015


.....
podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě : 10. 5. 2015


.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Zdeněk Vaculík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 245/8, Horní Moštěnice, 75117

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

VACULÍK, Z. Dynamické vlastnosti a charakteristiky vybraného vozidla: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2015, 98 s. Vedoucí práce: Richtář, M.

Diplomová práce se zabývá dynamickými vlastnostmi a charakteristikami vybraného vozidla. Vybrané vozidlo pro práci jsem vyrobil v domácích podmínkách za použití běžného nářadí. V úvodu práce nastiňuji ve zkratce provedenou výrobu vozidla. Po výrobě vozidla následuje výpočet dynamických vlastností a charakteristik vozidla na základě jeho konkrétních parametrů. Hlavní částí práce je provedené měření dynamických veličin vozidla. Měření je rozjezd vozidla, kdy pro dosažení rychlosti 70 km/h zjišťuji potřebný čas a dráhu. Následně porovnávám naměřené hodnoty s vypočtenými hodnotami. Na základě vyhodnocení výsledků v závěru práce uvádím další možné budoucí úpravy na vozidle pro zlepšení jeho dynamických vlastností a charakteristik.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

VACULÍK, Z. Dynamic Characteristics of Selected Vehicle: Master thesis. Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transport, 2015, 98 p. Supervisor: Richtář, M.

My Master thesis deals with the dynamics and characteristics of the selected vehicle. I made the vehicle selected for this work at home using ordinary tools only. The introduction shortly outlines production of the vehicle. After manufacturing of the vehicle follows the calculation of dynamic characteristics based on its specific parameters. The main part of the work consists of measuring the dynamic parameters of the vehicle. I measured the time and trajectory of the vehicle from its start till obtaining the speed of 70 km/h. Then I am comparing the measured values with the calculated values. On the ground of the evaluation of the results I am mentioning another possible modifications of the car to improve its dynamic properties and characteristics. Those are written in the conclusion of the work.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
1. ÚVOD	10
2. TEORETICKÝ ROZBOR PROBLÉMU	11
2.1. PŘEDSTAVENÍ VOZIDLA	11
2.2. VOZIDLO A JEHO KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	13
2.2.1. Rám	13
2.2.2. Nápravy	14
2.2.3. Pohonné ústrojí	19
2.2.4. Odpružení	19
2.2.5. Řízení	20
2.2.6. Brzdová soustava	21
2.2.7. Kola a pneumatiky.....	23
2.2.8. Příslušenství a výstroj	23
2.3. KONEČNÁ PODOBA VOZIDLA	24
3. VÝPOČET DYNAMICKÝCH CHARAKTERISTIK VOZIDLA	26
3.1. JÍZDNÍ ODPORY	26
3.1.1. Odpor valivý	26
3.1.2. Odpor vzdušný	29
3.1.3. Odpor stoupání.....	33
3.1.4. Odpor zrychlení	34
3.1.5. Odpor přívěsu	37
3.1.6. Celkový jízdní odpor.....	37
3.2. HNACÍ ÚSTROJÍ	38
3.2.1. Charakteristika spalovacího motoru	39
3.2.2. Spolupráce motoru s převodovým ústrojím.....	41
3.3. JÍZDNÍ VÝKONY	46
3.3.1. Rychlostní charakteristika sil a výkonů.....	46
3.3.2. Měrné hnací síly a odpory, dynamická charakteristika	49
3.3.3. Maximální rychlost vozidla	51
3.3.4. Odstupňování rychlostních stupňů a jejich počet	51
3.3.5. Stoupavost vozidla	53
3.3.6. Zrychlení vozidla, rozjezd.....	54
3.4. TĚŽIŠTĚ VOZIDLA, NÁPRAVOVÉ SÍLY	61
3.4.1. Podélná poloha těžiště	61

3.4.2.	<i>Příčná poloha těžiště</i>	62
3.4.3.	<i>Výšková poloha těžiště</i>	64
3.5.	VÝPOČET ZATĚŽUJÍCÍCH SIL	65
3.5.1.	<i>Rozjezd vozidla</i>	65
3.5.2.	<i>Brzdění vozidla</i>	67
3.5.3.	<i>Jízda vozidla ve směrovém oblouku.....</i>	68
4.	ZJIŠŤOVÁNÍ DALŠÍCH CHARAKTERISTIK	71
4.1.	MĚŘENÍ DYNAMICKÝCH VELIČIN	71
4.1.1.	<i>Měřicí přístroj Performance box.....</i>	71
4.1.2.	<i>Místo měření</i>	73
4.1.3.	<i>Průběh měření</i>	73
4.1.4.	<i>Naměřené hodnoty.....</i>	74
4.2.	<i>Statistické zpracování naměřených dat.....</i>	76
4.2.1.	<i>Nejistoty měření</i>	76
4.2.2.	<i>Standartní nejistota typu A</i>	76
4.2.3.	<i>Standartní nejistota typu B.....</i>	77
4.2.4.	<i>Kombinovaná standartní nejistota</i>	78
4.2.5.	<i>Výpočet dolní a horní meze intervalu</i>	79
4.3.	OVĚŘENÍ VOLBY STÁLÉHO PŘEVODU	80
5.	ZHODNOCENÍ A DOPORUČENÍ.....	82
5.1.	POROVNÁNÍ MĚŘENÝCH VELIČIN S VÝPOČTENÝMI.....	82
5.2.	DOPORUČENÍ	86
6.	ZÁVĚR	86
7.	SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ.....	88
8.	PŘÍLOHY	89
8.1.	PŘÍLOHA Č. 1 – ZÁKLADNÍ PARAMETRY VOZIDLA	89
8.2.	PŘÍLOHA Č. 2 – VÝPOČTY PARAMETRŮ VOZIDLA PRO JEDNOTLIVÉ RYCHLOSTNÍ STUPNĚ	90
8.3.	PŘÍLOHA Č. 3 – VÝPOČTY POTŘEBNÉ PRO CHARAKTERISTIKU ROZJEZDU VOZIDLA.....	96

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
B	Rozchod nápravy	[m]
B_1	Rozchod přední nápravy	[m]
B_2	Rozchod zadní nápravy	[m]
B_1^p	Vzdálenost těžiště přední nápravy od středu levého kola	[m]
B_1^l	Vzdálenost těžiště přední nápravy od středu pravého kola	[m]
B_2^p	Vzdálenost těžiště zadní nápravy od středu levého kola	[m]
B_2^l	Vzdálenost těžiště zadní nápravy od středu pravého kola	[m]
G	Tíha vozidla	[N]
G_1	Tíha vozidla připadající na přední nápravu	[N]
G_2	Tíha vozidla připadající na zadní nápravu	[N]
F_k	Hnací síla na kolech	[N]
F_o	Odstředivá síla celková	[N]
F_{os}	Odstředivá síla při smyku	[N]
F_{op}	Odstředivá síla při převrácení	[N]
F_s	Setrvačná síla	[N]
F_y	Odstředivá síla na zadní nápravě	[N]
F_{z1}	Reakce přední nápravy	[N]
F_{z2}	Reakce zadní nápravy	[N]
F_{z1}^p	Reakce předního pravého kola	[N]
F_{z1}^l	Reakce předního levého kola	[N]
F_{z2}^p	Reakce zadního pravého kola	[N]
F_{z2}^l	Reakce zadního levého kola	[N]
F_ξ	Reakční síla	[N]
J_m	Hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru	[kg.m ²]
L	Vzdálenost os náprav	[m]
L_1	Vzdálenost těžiště od osy přední nápravy	[m]
L_2	Vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy	[m]
M_{fK}	Moment působící z vozovky na kolo	[Nm]
M_m	Moment motoru	[N.m]
M_P	Točivý moment motoru při maximálním výkonu	[N.m]
M_t	Točivý moment motoru	[N.m]
O_v	Odpor vzduchu	[N]
O_f	Odpor valení	[N]
O_{fk}	Odpor valení kola	[N]
O_z	Odpor zrychlení vozidla	[N]
O_{zp}	Odpor posuvných hmot	[N]
O_{zr}	Odpor rotačních hmot	[N]
R	Poloměr oblouku	[m]
S_x	Čelní plocha vozidla	[m ²]
T	Těžiště vozidla	[-]
T_1	Těžiště přední nápravy	[-]
T_2	Těžiště zadní nápravy	[-]

V	Rychlost	[km.h ⁻¹]
Z_k	Reakční síla od vozovky	[N]
a	Zrychlení	[m.s ⁻²]
c_x	Součinitel odporu vzduchu	[-]
e	Rameno valivého odporu	[m]
f	Součinitel odporu valení	[-]
g	Tíhové zrychlení	[m.s ⁻²]
h	Výška zvednuté nápravy	[m]
h_t	Výška těžiště	[m]
i_c	Celkový převod	[-]
i_{pi}	Převod právě zařazeného stupně v převodovce	[-]
i_r	Stálý převod rozvodovky	[-]
l	Rozvor náprav	[m]
l_z	Vzdálenost těžiště od osy zadního kola	[m]
l_p	Vzdálenost těžiště od osy předního kola	[m]
m	Hmotnost vozidla	[kg]
m_1	Hmotnost zvážená na přední nápravě	[kg]
m_2	Hmotnost zvážená na zadní nápravě	[kg]
m_1^p	Hmotnost připadající na přední pravé kolo	[kg]
m_1^l	Hmotnost připadající na přední levé kolo	[kg]
n	Otáčky	[min ⁻¹]
p_k	Měrná hnací síla	[N.N ⁻¹]
p_h	Měrná hnací síla vozidla	[N.N ⁻¹]
r	Rameno působení tj. poloměr kola	[m]
r_d	Dynamický poloměr kola	[m]
r_s	Statický poloměr kola	[m]
s	Stoupavost	[%]
v	Rychlost	[m.s ⁻¹]
v_r	Náporová rychlost	[m.s ⁻¹]
x	Dráha	[m]
\ddot{x}	Zrychlení	[m.s ⁻²]
δ	Součinitel rotačních hmot jednotlivých převodových stupňů	[-]
η	Mechanická účinnost	[-]
η_c	Celková mechanická účinnost	[-]
η_{pi}	Účinnost i-tého převodu	[-]
η_r	Účinnost rozvodovky	[-]
ϑ	Součinitel vlivu rotačních hmot	[-]
μ	Součinitel přilnavosti	[-]
μ_y	Součinitel adheze v příčném směru	[-]
π	Ludolfovo číslo	[-]
ρ	Měrná hmotnost vzduchu	[kg.m ⁻³]
$\dot{\varphi}_m$	Úhlové zrychlení rotujících částí motoru	[rad.s ⁻²]

1. Úvod

V posledních čtyřech letech jsem se při studiu vysoké školy věnoval ve svém volném čase výrobě terénního vozidla. V době dokončování posledních detailů na vozidle jsem si měl zvolit téma diplomové práce na magisterském studiu. Při volbě tématu jsem chtěl mého vozidla k této práci využít. Ze všech možných variant, které jsem si navrhnul, mě nejvíce zaujala možnost zabývat se dynamikou vozidla. Vybrané vozidlo v práci je vyvinuto v zahraničí, proto při výrobě vozidla nebylo vždy proveditelné dodržení výkresové dokumentace. Do stavby se promítala různá dostupnost materiálů u nás a v zahraničí a různá dostupnost dílů. Hlavně kvůli dodržení nízkého rozpočtu jsem se proto musel často pouštět do úpravy např. již použitého dílu, aby následně splňoval svou funkci v mém vozidle. Proto v úvodu práce ve zkratce uvádím provedené nutné změny na konstrukci vozidla. Tyto změny často zachycuji i přiloženou fotodokumentací.

V době, kdy bylo vozidlo sestrojeno a připraveno k jízdě jsem přistoupil ke zjištění skutečných parametrů vozidla potřebných k výpočtu dynamických vlastností a charakteristik. Probíhalo měření rozchodu kol, rozvoru náprav, zjištění připadající hmotnosti na přední nápravu, na zadní nápravu, celkové hmotnosti a dalších veličin. Se získanými veličinami přecházím k samotnému výpočtu. Ve výpočtu se nejprve zabývám odpory, které na vozidlo při jízdě působí. Následně se zabývám charakteristikou spalovacího motoru. Digitalizuji data rychlostní charakteristiky použitého motoru ve vozidle, které využívám k dalšímu výpočtu. Se spalovacím motorem dále spolupracuje převodové ústrojí, u kterého se zabývám odstupňováním rychlostních stupňů a pilovým diagramem. V následující kapitole jízdních výkonů se již věnuji jednotlivým charakteristikám a veličinám, které je určují.

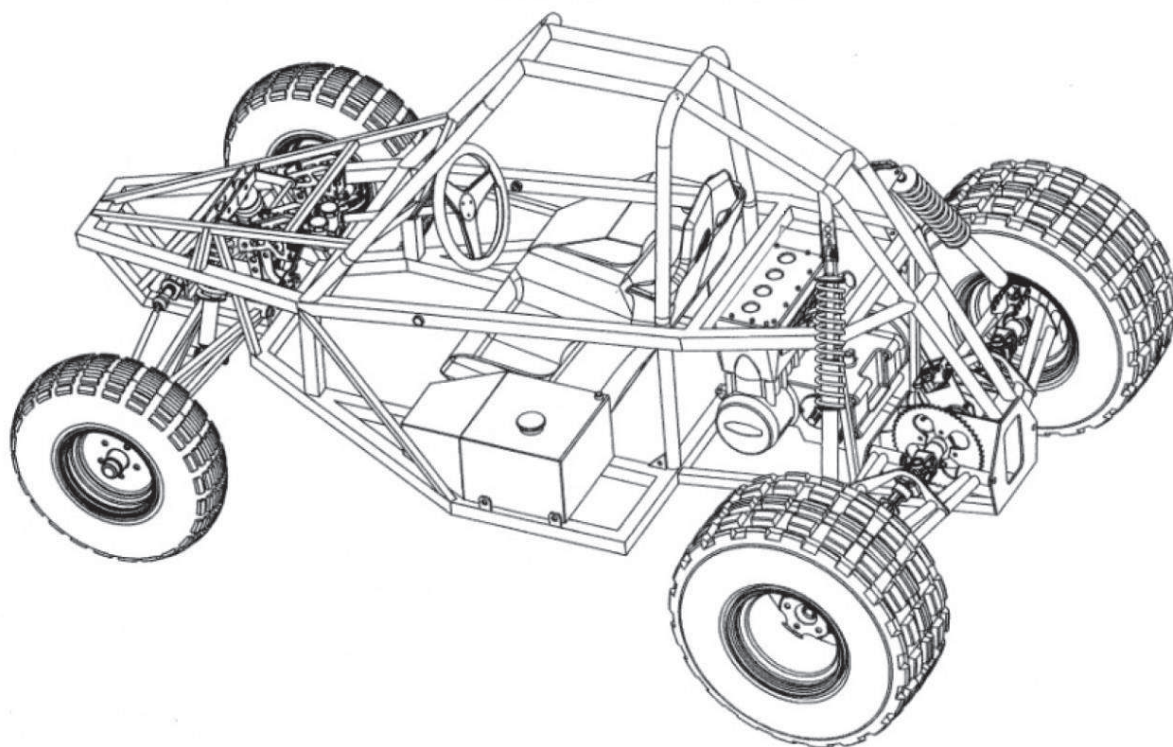
Po teoretických výpočtech následuje praktické měření. Zapůjčený měřicí přístroj je upevněn k vozidlu a následuje série několika měření. Data z měření se ukládají na paměťovou kartu přístroje. Z karty jsou data přenesena do počítače, kde se dále vyhodnocují. K dispozici mám hodnoty, za jaký čas nebo dráhu jsem dosáhl jednotlivých jízdních rychlostí vozidla a také kompletní průběh rozjezdu vozidla v podobě grafu. Následuje porovnání hodnot teoretických, vypočtených s hodnotami praktickými, získanými při měření. Hodnoty se mírně liší, a proto uvádím možné důvody jejich odlišnosti. Dále ověřuji, zda zvolený stálý převod vozidla byl pro moje současné účely vhodný. V závěru práce navrhuji možné budoucí kroky ke zlepšení dynamických vlastností mého vozidla.

2. Teoretický rozbor problému

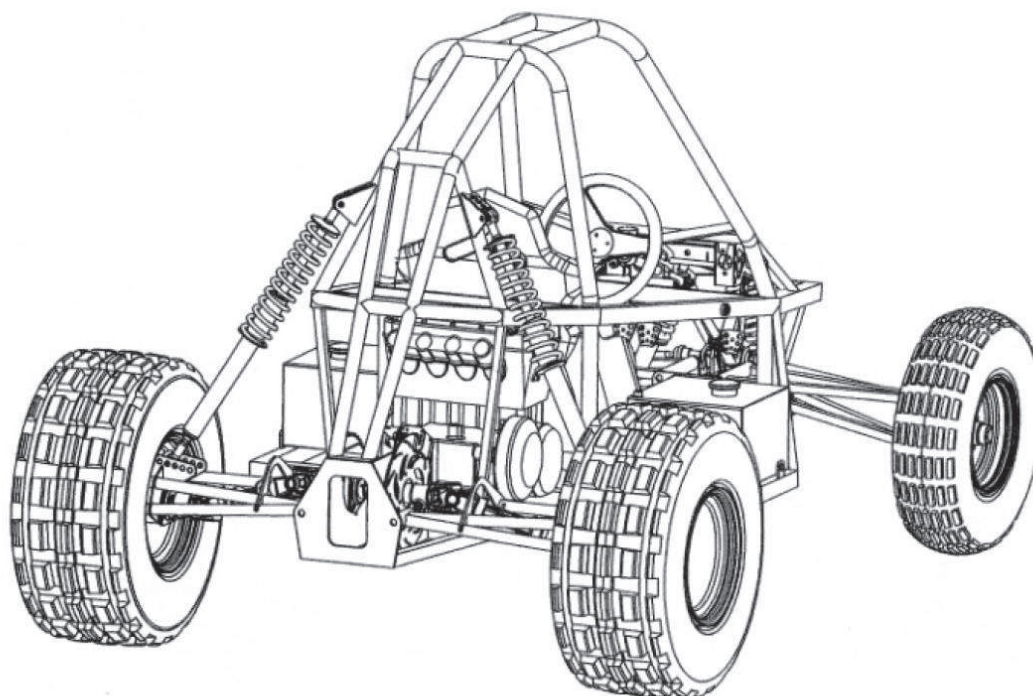
Nápad postavit terénní závodní vozidlo jsem získal v momentě, kdy jsem zaregistroval závodní vozidlo Piranha buggy. Vozidlo je vyvinuté na australském kontinentě a zaujalo mě svým zpracováním, designem a výkonem. Po získání výkresové dokumentace pro stavbu tohoto vozidla mi již nic nebránilo v započetí výroby vozidla. Vozidlo bude určeno pro jízdu v terénu. Na vozidle chci zachovat potřebné bezpečnostní prvky. Z hlediska konkurence schopnosti k ostatním vozidlům v případě možných budoucích závodů se chci v práci zabývat dynamikou tohoto vozidla. Mohu získat kompletní přehled o vozidle a případně zjistit jeho slabší stránky z pohledu dynamiky.

2.1. Představení vozidla

Mé vozidlo má označení Piranha buggy a je vyvinuto australskou firmou Edge. Edge vyvíjí, vyrábí a následně prodává lehké buggy od roku 1989 až do současnosti. V nabídce mají několik vozidel a mě nejvíce designem i konstrukčním zpracováním zaujala právě Piranha buggy. Možností, jak si tohle vozidlo pořídit je několik. Edge nabízí celou vyrobenou buggy, kromě motoru a nátěru. Další možností je zakoupení výkresové dokumentace na tuto buggy, vyrobit si rám v domácích podmínkách a další potřebné díly si u Edge dokoupit. Poslední možností je výroba všech dílů dle zakoupených plánů. Jedná se o čtyřkolové terénní vozidlo určené pro jednu osobu. Má pohon zadní nápravy s přenosem síly od motoru k zadní hnané nápravě řetězem, a to hlavně kvůli použitému motocyklovému motoru. Kvůli povaze využití vozidla v terénu není opatřeno diferenciálem. V základním provedení má brzděná pouze zadní kola. Piranha buggy má být osazena motocyklovým motorem o objemu od 500 do 1000 cm³, mít hmotnost 375 kg a dosahovat maximální rychlosti okolo 120 až 150 km/h, tyto údaje se odvíjí od parametrů použitého motoru.



Obrázek 1 Vozidlo Piranha buggy – [1]



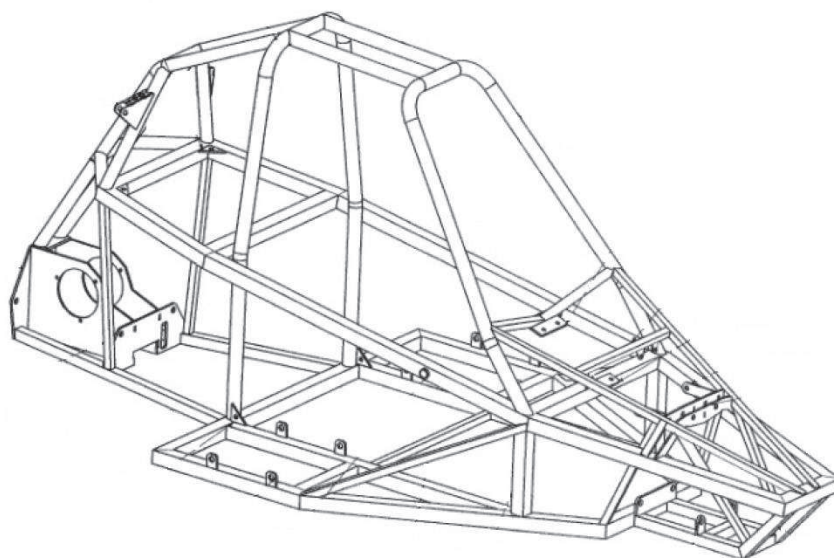
Obrázek 2 Vozidlo Piranha buggy, [1]

2.2. Vozidlo a jeho konstrukční řešení

Nákup všech originálních potřebných dílů ke stavbě vozidla nebyl vždy finančně reálný, a to z důvodu malého rozpočtu. Muselo se rozhodnout mezi variantami, zda objednat potřebný díl z ciziny nebo nechat vyrobit tento díl na zakázku u některé z místních firem, anebo zakoupit běžně dostupný použitý díl a jeho následná úprava do vyhovujících parametrů. Většinou se přistupovalo k poslední variantě, a to k mnoha konstrukčním úpravám dostupných dílů.

2.2.1. Rám

Rám je základní nosnou částí vozidla s účelem spojovat a udržovat ve vhodné poloze hlavní skupiny vozidla. Hlavní nosné trubky rámu jsou čtvercového průřezu 40x40mm a stěně 2mm. Další použité trubky jsou čtvercového průřezu a rozměrech 30x30 mm se stěnou 2mm a 20x20 mm se stěnou 2mm. Hlavní oblouk a přední oblouk je tvořen trubkami kruhového průřezu o $\varnothing 26,9$ mm a stěnou 2,6 mm. Materiál rámu je konstrukční ocel ČSN 11 375, evropské označení je EN S235JR. Jedná se o nelegovanou konstrukční ocel se zaručenou svařitelností. Mez kluzu materiálu $R_e=196$ MPa a mez pevnosti $R_m=363$ až 441 MPa.



Obrázek 3 Rám dle výkresové dokumentace, [1]

Do rozměrů rámu jsem se snažil nezasahovat. Zakoupený motor má válce přesunuty dopředu pod úhlem 45°, což způsobuje jeho větší prostorovou náročnost a došlo k prodloužení rámu v místě uložení motoru o 10 cm. Kvůli prodloužení došlo i ke zvětšení zadního oblouku rámu, kde bude umístěna palivová nádrž vozidla, chladič chladicí kapaliny, expanzní nádobka chladicí kapaliny a čistič vzduchu.

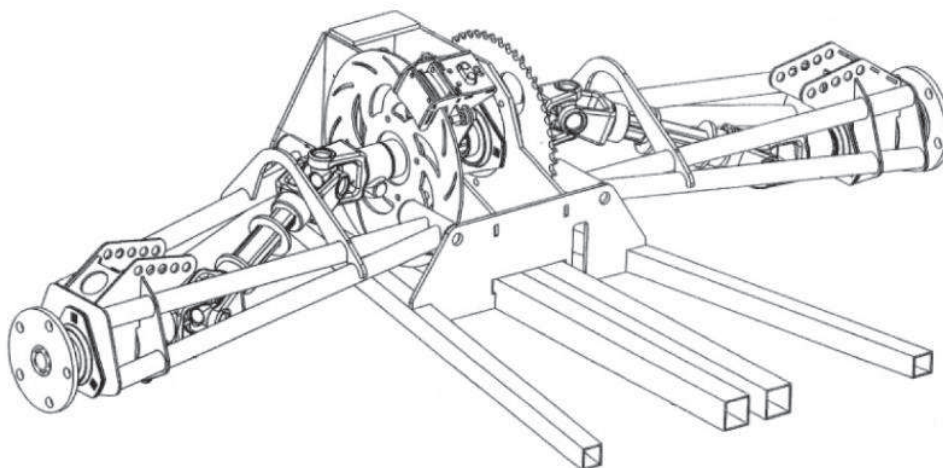


Obrázek 4 Řešení zadní části rámu [autor]

2.2.2. Nápravy

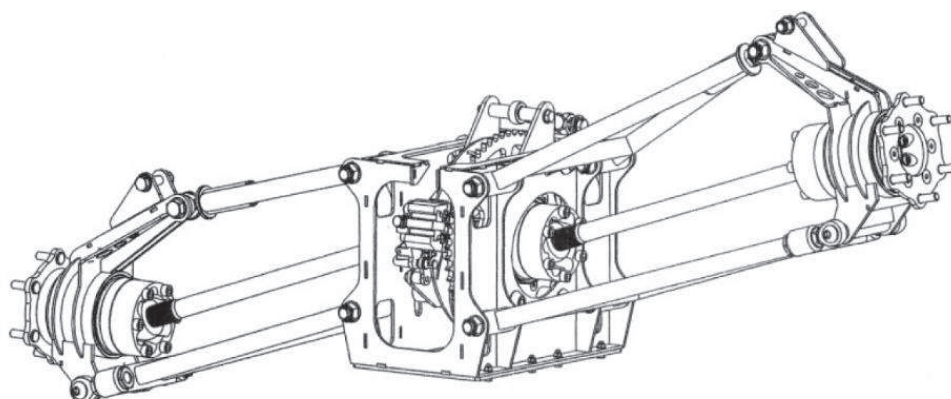
Náprava slouží ke spojení kola s rámem vozidla a přenáší hmotnost vozidla přes pružiny na vozovku. Ve výkresové dokumentaci je použito nezávislé zavěšení kol u obou náprav. Náprava je tvořena pouze jedním ramenem tvaru A. Takovéto zavěšení způsobuje při propružení změnu odklonu kola, což je nežádoucí. Dále po detailním prozkoumání výkresové dokumentace jsem usoudil velmi obtížnou výrobu tohoto typu zadní nápravy. Přenos hnacího momentu ke kolům je řešen kardany. Bylo by třeba sehnat zmiňované kardany a pro spojení ke

hnané rozetě a nábojům vyrobit drážkové hřídele. Pro výrobu drážkových hřídelů nemám přístup k potřebným obráběcím strojům a zakázková výroba by byla velmi nákladná.



Obrázek 5 Původní zadní hnaná náprava dle výkresové dokumentace, [1]

Jako alternativu jsem zvolil lichoběžníkovou nápravu z jiného modelu buggy. Výkresová dokumentace k této nápravě byla také dostupná. Nápravu je možné vyrobit v mých dílenských podmínkách.



Obrázek 6 Náhrada za původní hnanou nápravu, [1]

Několik unašečů je třeba při výrobě soustružit, ale měl jsem možnost využití soustruhu. Unašeče je nutné ještě přesně vyvrtat, a tahle práce se přenechala firmě s CNC vrtacím centrem.

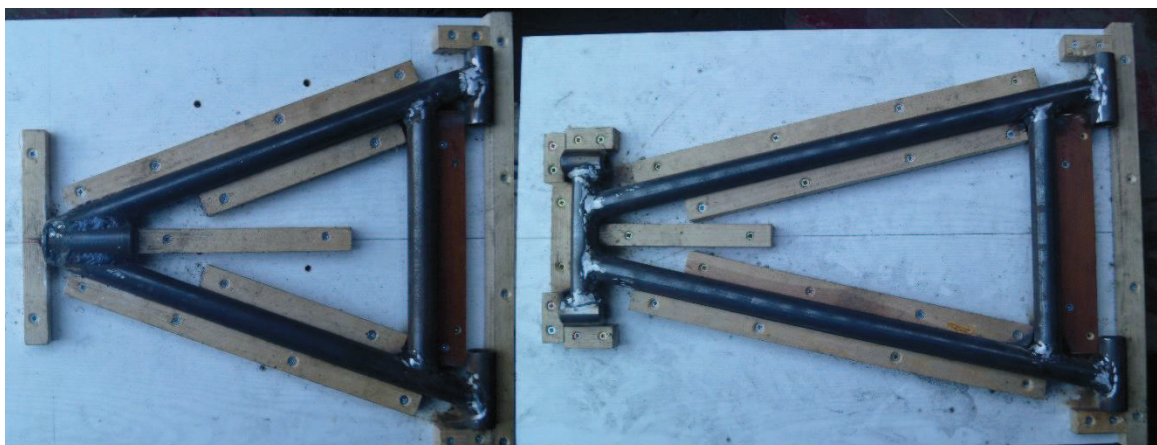
Plechové díly, které je třeba vypálit na laseru, jsem vymodeloval v programu Autodesk Inventor a následně vypracoval výkresy jednotlivých dílů, které jsem si nechal vyrobit. Použité poloosy ve výkresové dokumentaci zde nebyly k sehnání a výroba by byla velmi nákladná. Po naměření rozměrů jsem jako vhodnou alternativu zvolil poloosy z vozidla Seat Toledo. Následoval návrh těhlice pro tuto poloosu. Zachoval jsem náboj kola i ložiska z vozidla a vyrobit bylo třeba jen kruhový náboj, do kterého se zalisuje ložisko s nábojem kola a přišroubuje poloosa. Přikládám několik obrázků z výroby.



Obrázek 7 Výsledná těhlice s poloosou, [autor]



Obrázek 8 Složení výpalků pro následné svaření zadního domku, [autor]



Obrázek 9 Svaření ramen zadní nápravy v přípravcích, [autor]



Obrázek 10 Soustružené díly nachystané pro vyvrtání děr, [autor]



Obrázek 11 Soustružené díly po vyvrtání děr, [autor]

Přední náprava v plánech byla tvořena také jen jedním ramenem tvaru A. Těhlici s brzdícím a kotoučem přední nápravy jsem zajistil ze čtyřkolky Lyda 203E. Použití těchto těhlic s původními rameny z buggy nebylo možné. Po proměření následoval návrh vlastní lichoběžníkové nápravy. Náprava je tvořena dvěma rameny tvaru A. Spojení s těhlicí je pomocí čepů. Návrh ramen je prozatím pouze pracovní. Z časových důvodů jsem nebyl schopen mé řešení optimalizovat pomocí softwaru. Prakticky došlo k využití a prodloužení původních ramen použitých na čtyřkolce Lyda.



Obrázek 12 Původní náprava (vlevo) a navrhnutá náprava (vpravo), [autor]



Obrázek 13 Použitá ramena a těhlice ze čtyřkolky Lyda, [autor]

2.2.3. Pohonné ústrojí

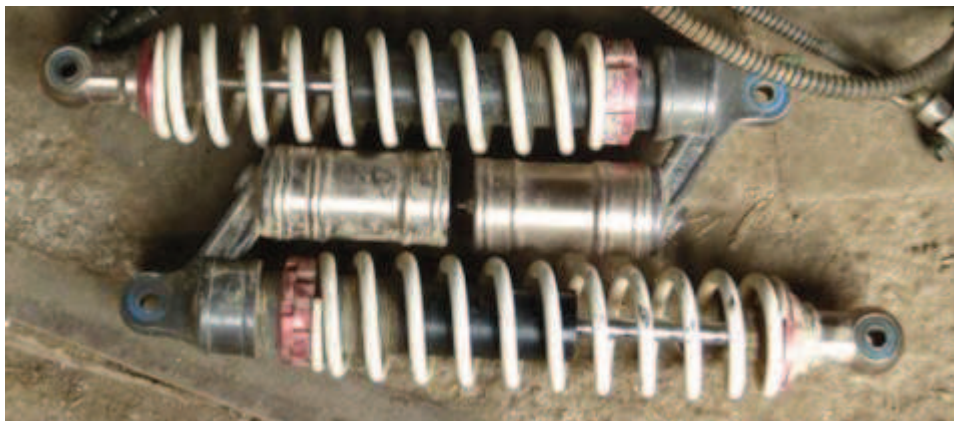
Vozidlo je již v návrhu určeno pro motocyklový motor. Motor disponuje malými rozměry a menší hmotností při zachování vysokého výkonu. Při vybírání motocyklového motoru se kladl opět velký důraz především na rozpočet. Přijatelnou nabídku jsem získal na motor z motocyklu Yamaha FZR 600. Tento motor je čtyřválcový, kapalinou chlazený čtyřdobý motor o objemu 599 cm³. Vrtání motoru je 59 mm, zdvih 54,8 mm a kompresní poměr 12:1. Nejvyššího výkonu 66,9 kW dosáhne motor při 10500 1/min, nejvyššího točivého momentu 65,7 N.m při 8500 1/min. O tvorbu směsi se starají čtyři karburátory Mikuni. Převodovka je dvouhřídelová se šesti rychlostními stupni.



Obrázek 14 Nastrojený motor pro vozidlo, [autor]

2.2.4. Odpružení

Odpružení má za úkol zmírnit rázy a kmity, které se přenáší od vozovky na podvozek a rám vozidla. Má zajišťovat stálý kontakt pneumatik s vozovkou. Skládá se z pružin a tlumičů. Na přední nápravě byly použity pružiny s tlumiči ze čtyřkolky Lyda, které nevyžadovaly žádné další úpravy.



Obrázek 15 Použité přední tlumiče, [autor]

Pro zadní nápravu bylo třeba použít tlumiče, které mají vzdálenost mezi oky 790 mm. K dispozici jsem měl zadní tlumiče z vozu Škoda Favorit. Tento tlumič má menší délku, než potřebuji a horní část nemá potřebné oko. Úprava spočívala v odřezání originálního spodního oka. Následně se tělo tlumiče nastavilo kruhovou tyčí, která je dole opatřena závitem pro unibal. Horní část tlumiče byla opatřena frézovanou kostkou, ve které jsou vyvrtány otvory, jejichž osy jsou na sebe kolmé. Tím vzniklo potřebné horní oko.

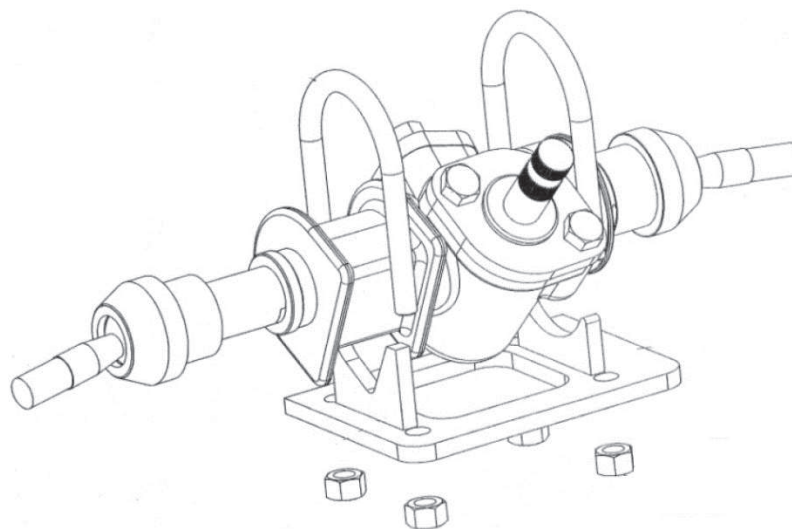


Obrázek 16 Originální tlumič Škoda Favorit (nahore), upravený tlumič (dole), [autor]

2.2.5. Řízení

Řídicí ústrojí slouží k udržení vozidla v přímém směru jízdy, nebo k záměrné změně směru jízdy. Kola by se při jízdě zatáčkou měla odvalovat a nesmýkat se. Převodku řízení jsem použil z vozidla Škoda Favorit. U převodky se zkracovala tyč hřebenu řízení tzv. „o délku spolujezdce“. V automobilu není převodka umístěna uprostřed vozidla, nýbrž na levé straně. Na mém vozidle bude umístěna uprostřed, a proto byla nežádoucí pravá část odstraněna. Upevnění je na výpalku, který má zámky dosedající na převodku řízení. K přitažení převodky

na výpalek jsem použil závitové tyče, které jsou zespod přitaženy maticemi. Celý výpalek je navařen do rámu vozidla.



Obrázek 17 Upevnění převodky řízení, [1]



Obrázek 18 Zkracování řízení tzv. „o spolujezdce“, [autor]

2.2.6. Brzdová soustava

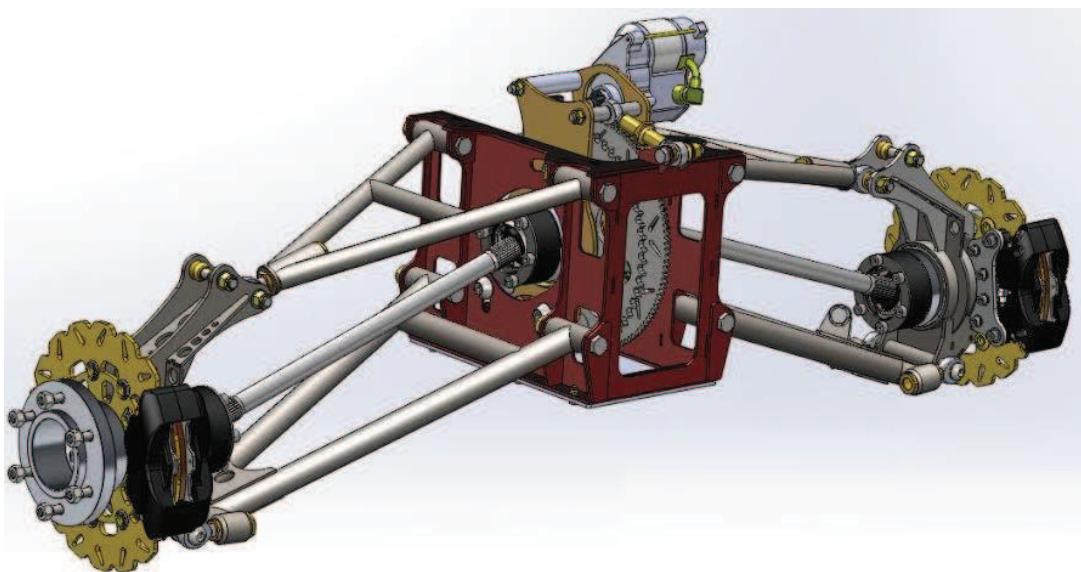
Brzdová soustava slouží ke snížení rychlosti jedoucího vozidla, k jeho zastavení, anebo k zajištění stojícího vozidla proti jeho pohybu. Dle výkresové dokumentace stačí k tomuto účelu pouze zadní brzdový kotouč a plovoucí třmen se dvěma hydraulickými pístky. Doplnkově je možné vybavit přední nápravu brzdovými kotouči a třmeny. V případě přední nápravy, kde jsem použil téměř celou nápravu ze čtyřkolky Lyda, jsem ponechal i brzdovou soustavu přední nápravy této čtyřkolky. Je tvořena plovoucími třmeny s jedním hydraulickým pístkem. Hlavní brzdový válec byl použit z traktoru Zetor, který svými rozměry odpovídal rozměrům

pedálových boxů. Pedálové boxy jsem nakreslil v programu Autodesk Inventor a nechal vypálit na laseru. Pedálové boxy jsou celkem čtyři. Zleva první pedál slouží k ovládání spojky, následující pedál slouží k brzdění pouze přední nápravy, následující pedál slouží k brzdění obou náprav a poslední pedál slouží k ovládání akceleračního pedálu.



Obrázek 19 Pedálové boxy po svaření, [autor]

V případě brzdění zadní nápravy jsem zatím nenalezl vhodný brzdový třmen, který by splnil mé nároky. Do budoucna plánuji konstrukční zlepšení zadní nápravy na typ CV2. Původní centrální brzdový kotouč je nahrazen kotoučem, který má po obvodu ozubení. Do tohoto ozubení dosedá pastorek startéru z běžného automobilu. Vše je uzpůsobeno tak, aby se po zmáčknutí daného tlačítka začal otáčet elektromotor – startér a vozidlo se dalo do pohybu vzad. Jedná se tedy o alternativu běžného zpětného chodu, kterým motocyklový motor nedisponuje. Brzdový kotouč je následně přesunut na náboje kol, jako u běžného osobního vozidla. V tomto případě bych mohl uvažovat o použití kotoučů a třmenů z automobilu a jejich uzpůsobení mému vozidlu.



Obrázek 20 Zadní náprava typu CV2, [1]

2.2.7. Kola a pneumatiky

Kola vozidla nesou hmotnost vozidla, přenášejí síly a momenty mezi vozidlem a vozovkou, a v neposlední řadě slouží k primárnímu odpružení vozidla. Použití jednotlivých kol se odvíjelo od řešení jednotlivých náprav. Komponenty přední nápravy jsou použity ze čtyřkolky Lyda. Rozteč děr kola je zde 4x110 mm. Použil jsem tedy i přední kola ze čtyřkolky Lyda. Rozměr pneumatik použitých na přední nápravě je 185/80-10. Zadní náprava má náboje z osobního vozidla s roztečí děr 4x100mm. Je možno použít libovolnou pneumatiku z osobního vozidla s touto roztečí. Na zadní nápravě vozidla jsou použity pneumatiky 165/70-R13.

2.2.8. Příslušenství a výstroj

Příslušenství vozidla označuje všechna zařízení vozidla, která jsou nezbytně nutná k jeho provozu. Jedná se např. o chladicí soustavu, brzdovou soustavu, elektroinstalaci atd. Tyto prvky byly rozmístěny v rámu vozidla dle možností a jejich řešení nebudu v práci podrobněji rozebírat.

Výstroj vozidla označuje všechna zařízení spojená s vozidlem, která nejsou nezbytně nutná k jeho provozu. Jedná se např. o osvětlení vozidla, zrcátka, tachometr atd. Zde bych pouze

vyzdvihnul, že bezpečnost řidiče je zajištěna čtyřbodovým bezpečnostním pásem. Dále jsem navrhnul vzhled přístrojové desky a rozmístění komponent. Detailnějším popisem řešení výstroje vozidla se již dále v práci nebudu zabývat.



Obrázek 21 Navržená přístrojová deska s přístroji z motocyklu Yamaha FZR 600, [autor]

2.3. Konečná podoba vozidla

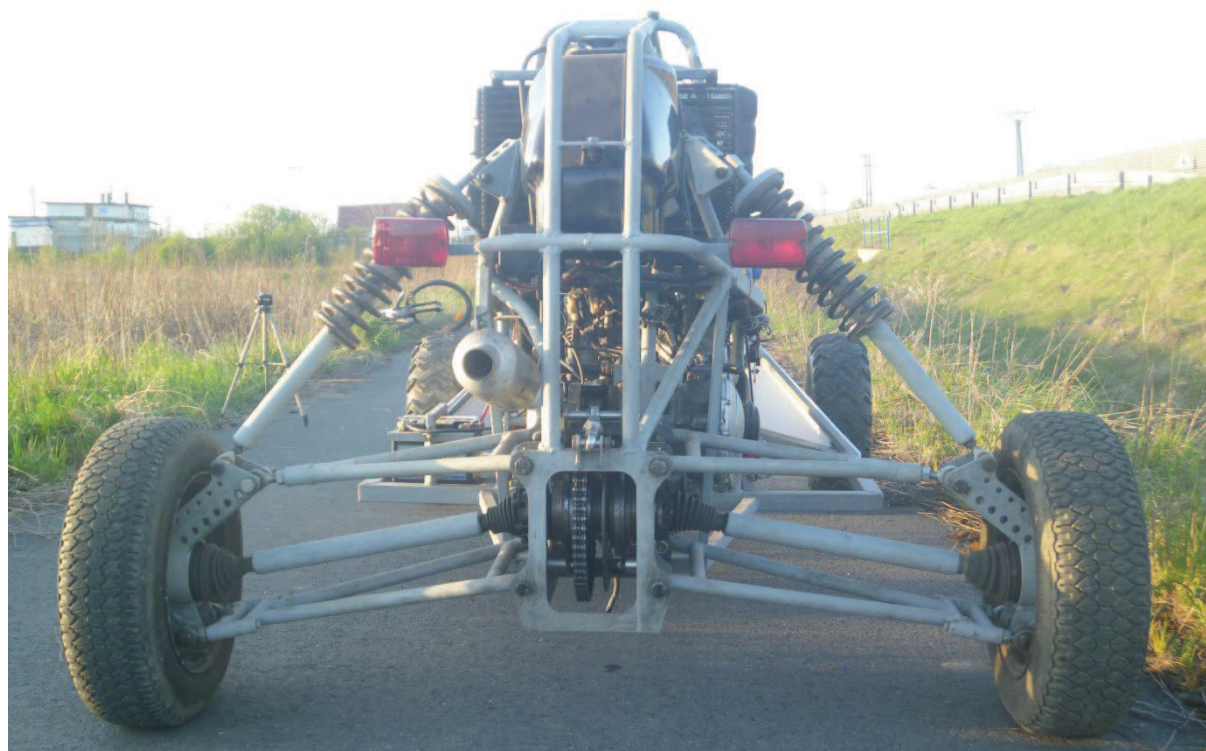
Po vyrobení všech konstrukčních celků a provedení všech potřebných úprav bylo vozidlo připravené k prvním testovacím jízdám a následnému praktickému měření. V této finální fázi vozidlo disponuje parametry uvedenými v tabulce 1.

Tabulka 1 Dosažené parametry vozidla, [autor]

Parametry vozidla	
Délka	2800 [mm]
Šířka	1770 [mm]
Výška	1370 [mm]
Světlá výška	250 [mm]
Rozchod kol vpředu	1310 [mm]
Rozchod kol vzadu	1610 [mm]
Rozvor náprav	2200 [mm]
Pohotovostní hmotnost	396 [kg]



Obrázek 22 Konečná podoba vozidla, [autor]



Obrázek 23 Konečná podoba vozidla, zadní pohled, [autor]



Obrázek 24 Konečná podoba vozidla, pohled z levé strany, [autor]

3. Výpočet dynamických charakteristik vozidla

V této kapitole se zabývám výpočtem jízdních odporů, výpočtem charakteristik hnacího ústrojí, výpočtem jízdních výkonů, výpočtem polohy těžiště vozidla a výpočtem zatěžujících sil při rozjezdu, brzdění a průjezdu směrovým obloukem.

3.1. Jízdní odpory

Jízdní odpory představují síly, které působí proti pohybu vozidla. Některé jízdní odpory působí vždy, jako např. odpor valivý, odpor vzdušný, a některé působí jen někdy, např. odpor zrychlení, pokud vozidlo zrychluje a odpor stoupání, pokud jede vozidlo do svahu.

3.1.1. Odpor valivý

Odpor valivý je důsledkem deformací pneumatiky a vozovky. V případě tuhé vozovky dochází jen k deformaci pneumatiky. Plochu, na které dochází ke styku pneumatiky s vozovkou, nazýváme stopou. V přední části stopy ve směru valení je obvod pneumatiky stlačován do roviny vozovky. V části zadní se obvod pneumatiky opět vrací do kruhového tvaru. Kvůli ztrátám v pneumatice měnícím se v teplo jsou síly ke stlačení větší, než síly, které působí k navrácení pneumatiky do kruhového tvaru. Měrné tlaky v přední části stopy jsou tedy větší

než v zadní části. Radiální reakce vozovky F_{zk} je proto předsunuta před osu kola o hodnotu e , tzv. rameno valení. Valivý odpor lze potom vypočítat pomocí rovnic:

$$M_{fK} = O_{fk} \cdot r_d = Z_k \cdot e$$

$$O_{fk} = Z_k \cdot \frac{e}{r_d} = Z_k \cdot f_k$$

kde:

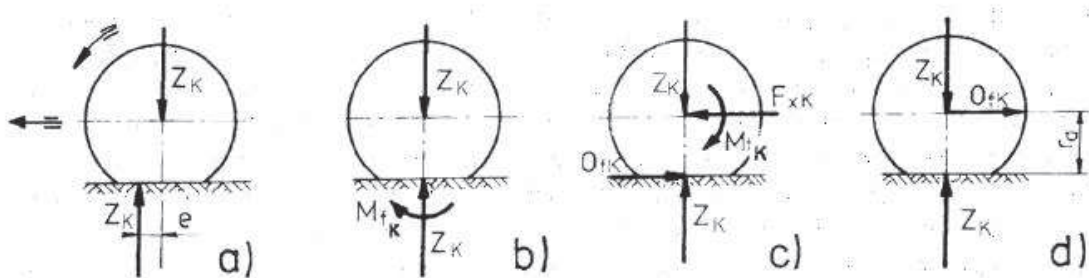
M_{fK} - moment působící z vozovky na kolo [Nm]

O_{fk} - odpor valení kola [N]

r_d - dynamický poloměr kola [m]

Z_k - reakční síla od vozovky [N]

e - rameno valivého odporu [m]



Obrázek 25 Silové působení při deformaci pneumatiky, [2]

Dále se na odporu valení kola podepisuje vliv deformace pneumatiky a rychlost kola. Deformace pneumatiky je závislá na jejím huštění. Při malém tlaku v pneumatice nastává větší deformace a valivý odpor se zvětšuje. Při vyšších rychlostech se nestíhají vyrovnat deformace mezi přední a zadní částí stopy. V zadní části je následně měrný tlak menší, než při nižších rychlostech a tím dochází k větší délce ramena valení a nárůstu součinitele valení. Při velkých rychlostech dochází k rozkmitání oběžné plochy u bočních stěn pneumatiky a součinitel se dále zvětšuje. Děje se tak u osobních vozidel od rychlosti 80km/h. Do této rychlosti můžeme považovat součinitel valivého odporu za nezávislý na rychlosti jízdy. Pro představu přikládám součinitele odporu pro různé povrchy vozovek.

Tabulka 2 Součinitel valivého odporu pro různé povrchy vozovek, [2]

Povrch vozovky	f_k	Povrch vozovky	f_k
asfalt	0,01-0,02	travnatý terén	0,08-0,15
beton	0,015-0,025	hluboký písek	0,15-0,30
dlažba	0,02-0,03	čerstvý sníh	0,20-0,30
makadam	0,03-0,04	bahnitá půda	0,20-0,40
polní cesta – suchá	0,04-0,15	náledí	0,01-0,025
polní cesta mokrá	0,08-0,20		

Valivý odpor vozidla O_f je součet valivých odporů jednotlivých kol:

$$O_f = \sum_i O_{fki} = \sum_i Z_{ki} \cdot f_{ki}$$

Pokud předpokládáme, že jsou všechna kola stejně nahuštěna, mají součinitel valivého odporu jednotlivých kol stejnou hodnotu. Součet radiálních reakcí jednotlivých kol je roven tíze vozidla, pak platí pro jízdu po rovině:

$$O_f = f \cdot G$$

Při výpočtech, jak již bylo zmíněno, používáme do rychlosti 80 km/h na asfaltovém povrchu vozovky součinitel valivého odporu $f_k = 0,015$, při vyšších rychlostech používáme vzorec $f = 0,015 \cdot (1 + (0,0065 \cdot (V - 80)))$

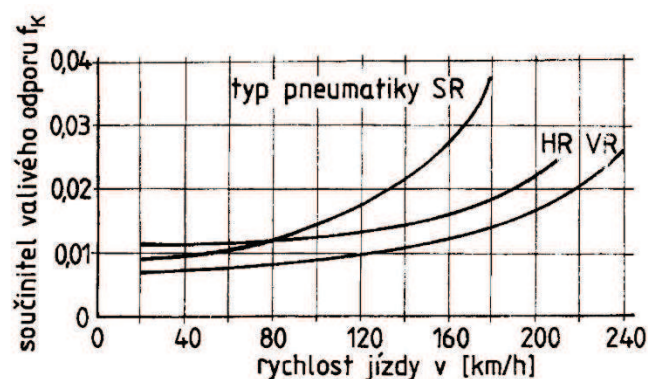
Příklad výpočtu valivého odporu pro rychlost vozidla 100 km/h:

$$f = 0,015 \cdot (1 + (0,0065 \cdot (V - 80))) = 0,015 \cdot (1 + (0,0065 \cdot (100 - 80))) = 0,01695$$

$$O_f = f \cdot G = 0,01695 \cdot 396 \cdot 9,81 = 65,8 \text{ N}$$

Při rychlosti 100km/h působí na mé vybrané vozidlo odpor valení o velikosti 65,8 N.

Na obr. 26 je uveden vliv typu pneumatiky na součinitel valivého odporu. Na označení typu pneumatik představují písmena S,H a V rychlostní indexy a písmeno R označuje typ pneumatiky. Pneumatiky s označením S jsou vyrobeny do maximální rychlosti 180 km/h, typ H do maximální rychlosti 210 km/h a typ V do maximální rychlosti 240 km/h. R značí radiální pneumatiku.



Obrázek 26 Vliv pneumatiky na součinitel valivého odporu, [2]

Na vozidlo působí ještě další podobné odpory, např. odpor sbíhavosti předních kol. Jeho velikost je avšak tak malá, že se do výpočtů nezahrnuje. Dále jízdní odpor, který vzniká na nerovné vozovce. Vlivem nerovnosti dochází v pneumatice k přidavným deformacím, které zvyšují jízdní odpor. Kola se při jízdě také stýkají s okolním vzduchem a vzniká vzdušný odpor kol. Tento odpor je přičten k vzdušnému odporu celého vozidla. Při zatáčení vozidla vzniká také valivý odpor vlivem směrové úchylny kola. Vznikají také ztráty v ložiscích kol. Samostatně se však tento odpor neuvažuje a je započten ve valivém odporu vozidla.

3.1.2. Odpor vzdušný

Odpor vzdušný vzniká při pohybu vozidla, kdy část vzduchu proudí kolem horní části karoserie a část se protlačuje prostorem mezi spodní částí vozidla a povrchem vozovky. Proudnice vzduchu se za vozidlem neuzavírají, ale víří. Velikost odporu je dána výslednicí normálových tlaků vzduchu na povrch karoserie a třecích sil působících v tečném směru proudění vzduchu kolem karoserie. Celkový vzdušný odpor také zahrnuje odpory, které vznikají průchodem vzduchu přes chladicí soustavu, větrací systém a také tření vzduchu u otáčejících se vozidlových kol. Vztah pro výpočet vzdušného odporu:

$$O_v = c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2$$

kde:

c_x - součinitel vzdušného odporu [-]

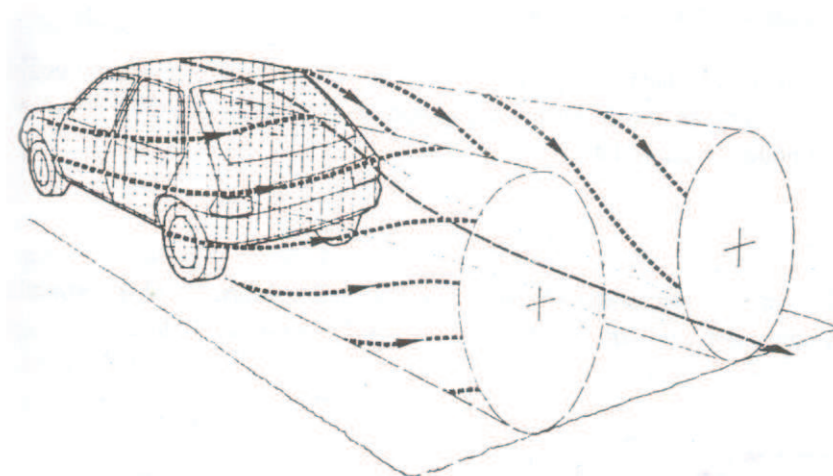
ρ - měrná hmotnost vzduchu [$\frac{kg}{m^3}$]

S_x - čelní plocha vozidla [m^2]

v_r - náporová rychlost [m/s]

Pro běžné výpočty se používá vztah $O_v = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2$

kde V je relativní rychlost v $[km/h]$

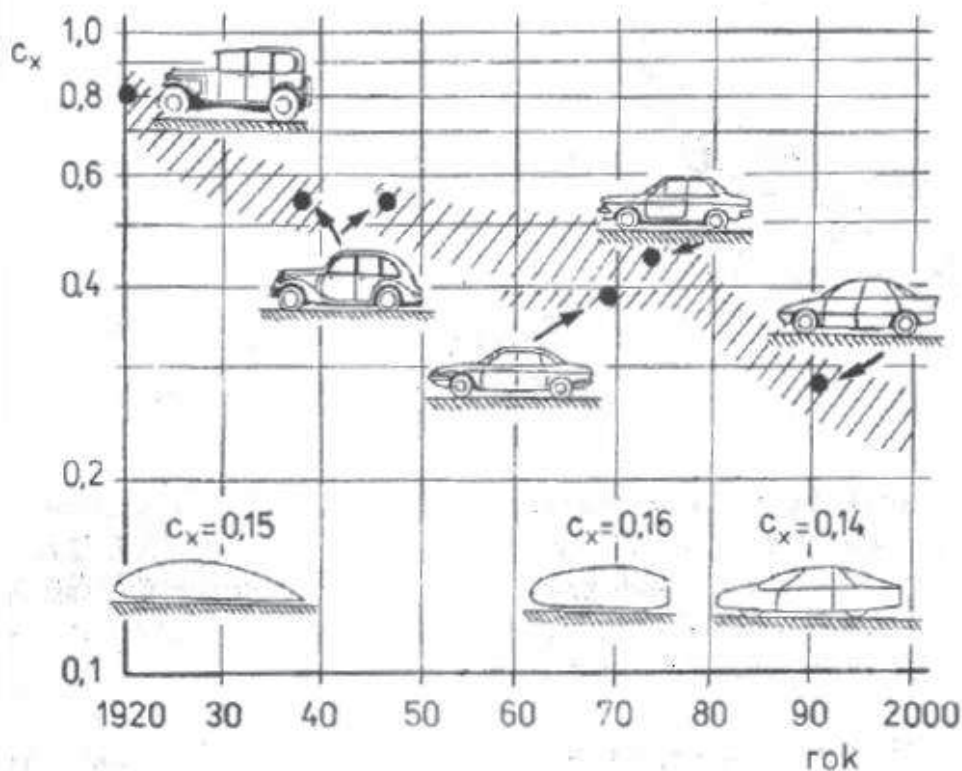


Obrázek 27 Vzduchové poměry za vozidlem, [2]



Obrázek 28 a) Průběh proudnic vozidla obtékaného vzduchem, b) vznik vzdušného odporu z tlakových a třecích sil, [2]

Součinitel odporu vzduchu c_x nejvíce závisí na tvaru vozidla. Jeho hodnoty se získávají měřeními na modelech nebo skutečných vozidlech v aerodynamickém tunelu. Přesnější je měření na skutečných vozidlech. Při návrhu tvaru karoserie je snaha dosáhnout co nejnižší hodnoty c_x . Důvodem je minimalizovat vzdušný odpor a tím i snížit spotřebu paliva. Příd' by měla mít zaoblené hrany a zadní část karoserie proudnicový tvar. Takto zvolený tvar u osobních vozidel docílí hodnoty c_x kolem 0,3 a o další 0,05 lze c_x snížit opatřením spodku vozidla kryty motoru a zavěšením kol. Historický vývoj součinitele c_x pro osobní vozidla je znázorněn na obr 29.



Obrázek 29 Historický vývoj součinitele odporu vzduchu, [2]

Čelní plocha vozidla S_x je plocha pravoúhlého průmětu vozidla na svislou rovinu, která je kolmá k podélné ose vozidla. Zjišťuje se výpočtem z čelního průmětu, pomocí konstrukčních softwarů anebo optickým měřicím přístrojem. Při měření je nutné, aby na vozidle byly všechny části, které ovlivňují jeho obrys a pneumatiky nahuštěny na předepsaný tlak. Přibližná hodnota S_x lze vypočítat ze vzorce $s = (0,7 \text{ až } 0,85) \cdot \text{š} \cdot v \text{ [m}^2\text{]}$

kde:

š - šířka vozidla $[\text{m}]$

v - výška vozidla $[\text{m}]$

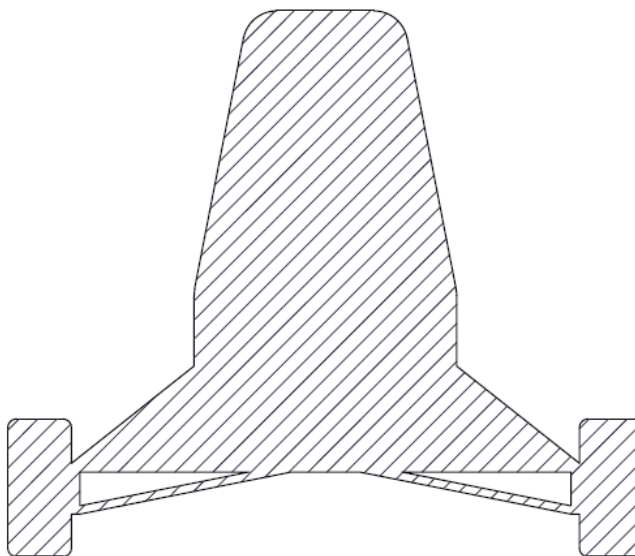


Obrázek 30 Zjištění čelní plochy vozidla projekcí, [2]

Tabulka 3 Hodnoty součinitele c_x a čelní plochy S_x , [2]

Typ vozidla	$c_x [m^2]$	$S_x [m^2]$
osobní automobily	0,3 - 0,4	1,6 - 2,0
sportovní vozy	0,3 - 0,35	1,3 - 1,6
závodní vozy – nekrytá kola	0,4 - 0,6	0,7 - 1,3
závodní vozy – krytá kola	0,25 - 0,35	0,8 - 1,5
nákladní vozy – valník	0,8 – 1,0	4 – 7
nákladní vozy – s plachtou	0,8 - 0,6	5 – 8
nákladní vozy – s přívěsem	1,0 - 1,2	5 – 8
nákladní vozy – s kontejnerovým přívěsem	1,0 - 1,2	9
autobusy	0,5 - 0,7	5 - 7

Čelní plochu mého vozidla jsem vypočetl pomocí softwaru Autodesk Inventor, kde jsem si příslušný tvar čelní plochy nakreslil v měřítku 1:1, obr. 31. Výsledná hodnota $S_x = 0,78 \text{ m}^2$. Součinitel c_x pro mé vozidlo volím 0,4.



Obrázek 31 Čelní plocha vozidla v programu Autodesk Inventor, [autor]

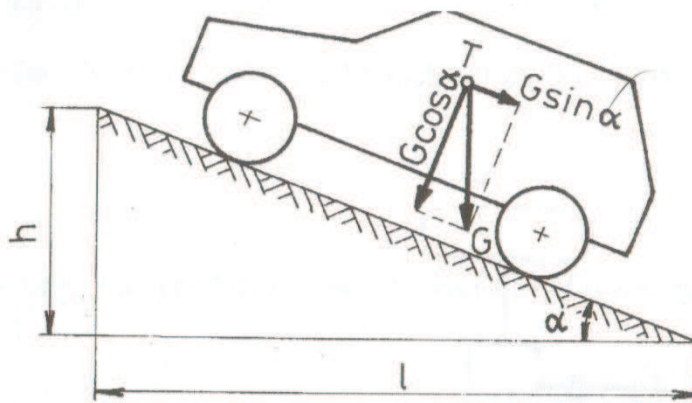
Příklad výpočtu velikosti vzdušného odporu pro rychlost vozidla 100 km/h:

$$O_v = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot V^2 = 0,05 \cdot 0,4 \cdot 0,78 \cdot 100^2 = 157 \text{ N}$$

Při rychlosti 100km/h působí na mé vozidlo odpor vzduchu o velikosti 157 N.

3.1.3. Odpor stoupání

Odpor stoupání O_s je způsoben tíhovou silou vozidla působící v jeho těžišti při jízdě do svahu. Při jízdě ze svahu tato síla není odporem, ale naopak vozidlo pohání. Tíhová síla se rozkládá na dvě složky $G \cdot \cos\alpha$ a $G \cdot \sin\alpha$, kde G je celková tíha a α je úhel, který svírá rovina vozovky s vodorovnou rovinou, tzv. úhel stoupání.



Obrázek 32 Určení odporu stoupání, [2]

$$O_s = G \cdot \sin\alpha$$

Místo úhlu stoupání ve stupních se obvykle používá při výpočtech sklon svahu s , pro který platí

$$s = \frac{h}{l} = \operatorname{tg}\alpha$$

pro přepočet úhlu α na stoupání s slouží vztah

$$\alpha = \operatorname{arctg}(s)$$

Příklad výpočtu odporu stoupání pro sklon svahu 12%:

$$\alpha = \operatorname{arctg}(s) = \operatorname{arctg}(0,12) = 6,84^\circ$$

$$O_s = G \cdot \sin\alpha = 396 \cdot 9,81 \cdot \sin(6,84^\circ) = 462,8 \text{ N}$$

Při sklonu svahu 12% působí na mé vybrané vozidlo odpor stoupání o velikosti 462,8 N.

3.1.4. Odpor zrychlení

Pokud vozidlo zrychluje, působí proti jeho směru zrychlení setrvačná síla. Velikost této síly nazýváme odporem zrychlení O_Z . Tento odpor zrychlení se skládá z odporu zrychlení posuvné části O_{Zp} a z odporu zrychlení otáčejících se částí O_{Zr} . Vzorec pro výpočet odporu zrychlení:

$$O_Z = \left(m + \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \right) \ddot{x} = O_{Zp} + O_{Zr}$$

$$O_{Zp} = m \cdot \ddot{x}$$

$$O_{Zr} = \sum_i \frac{J_{Ki}}{r_{di} \cdot r_{Ki}} \cdot \ddot{x}$$

Pro překonání odporu rotačních částí, je třeba na hnací kola vozidla přivést moment. Velikost tohoto momentu je součet momentu na hnacích kolech vozidla potřebný pro zrychlení rotujících částí motoru M_{rm} , momentu nutného ke zrychlení rotujících částí převodového ústrojí M_{rp} a momentu potřebného pro zrychlení vozidlových kol M_{rK} .

$$M_r = O_{Zr} \cdot r_d = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK}$$

Moment M_{rm} se určí:

$$M_{rm} = J_m \cdot \ddot{\varphi}_m \cdot i_c \cdot \eta$$

kde:

J_m - je hmotnostní moment setrvačnosti rotujících částí motoru [kg.m²]

$\ddot{\varphi}_m$ - je úhlové zrychlení rotujících částí motoru [rad.s⁻²]

$i_c = i_p \cdot i_r$ - je celkový převod mezi motorem a hnacími koly [-]

i_p - je převod převodovky [-]

i_r - je převod rozvodovky [-]

η - je mechanická účinnost [-]

Moment M_{rp} se určí dle obr. 33:

$$M_{rm} = J_p \cdot \ddot{\varphi}_p \cdot i_r \cdot \eta$$

Moment pro zrychlení kol vozidla M_{rK} se určí:

$$M_{rK} = \sum_i J_{Ki} \cdot \ddot{\varphi}_{Ki}$$

Vztah mezi úhlovým zrychlením hnacích kol $\ddot{\varphi}_K$ a úhlovým zrychlením motoru $\ddot{\varphi}_m$ platí:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_c} = \frac{\ddot{\varphi}_m}{i_p \cdot i_r}$$

Vztah mezi úhlovým zrychlením hnacích kol $\ddot{\varphi}_K$ a úhlovým zrychlením spojovacího hřídele $\ddot{\varphi}_p$ platí:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{\varphi}_p}{i_r}$$

Vyjádření závislosti úhlového zrychlení kol vozidla na podélném zrychlení:

$$\ddot{\varphi}_K = \frac{\ddot{x}}{r_K}$$

Dosazením předchozích vzorců do rovnice $M_r = M_{rm} + M_{rp} + M_{rK}$ dostaneme:

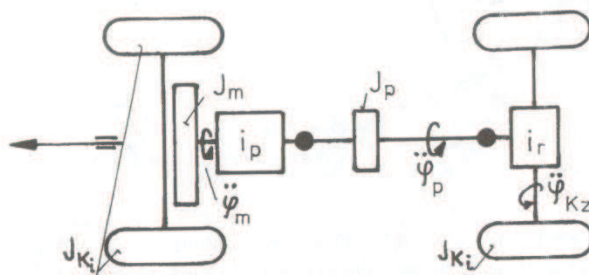
$$M_r = \left[(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum_i J_{Ki} \right] \cdot \frac{\ddot{x}}{r_K}$$

Výsledný odpor zrychlení posuvných a rotačních částí bude:

$$O_Z = m \cdot \ddot{x} + \frac{M_r}{r_d} = m \cdot \ddot{x} + \frac{1}{r_d} \left[(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum_i J_{Ki} \right] \cdot \frac{\ddot{x}}{r_K}$$

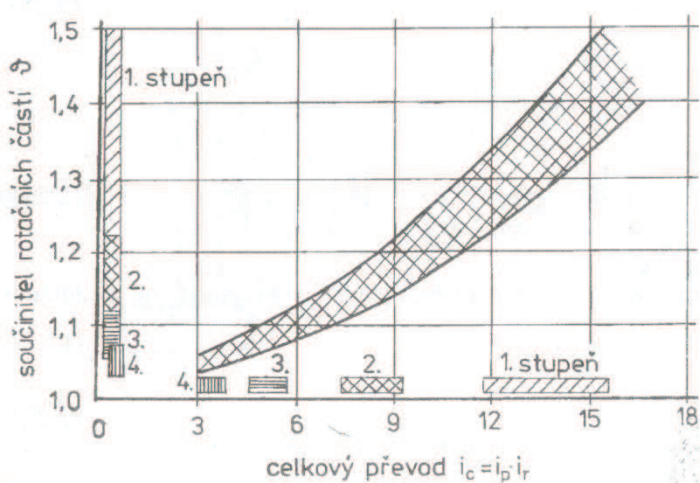
Pokud použijeme $r_K \approx r_d$, pak může mít rovnice následující tvar:

$$O_Z = 1 + \left[\frac{(J_m \cdot i_c^2 + J_p \cdot i_r^2) \cdot \eta + \sum J_{Ki}}{m \cdot r_d^2} \right] \cdot m \cdot \ddot{x} = \vartheta \cdot m \cdot \ddot{x}$$



Obrázek 33 Rotační části automobilu, [2]

Výraz v závorce jsme označili součinitelem vlivu rotačních částí ϑ . Jak je závislý celkový převod na zařazeném převodovém stupni, tak i součinitel vlivu rotačních hmot závisí na zařazeném převodovém stupni. Např. při přímém záběru, kdy je $i_p \approx 1$, se potřebná síla pro překonání odporu zrychlení pohybuje kolem 7%, naopak při zařazeném prvním rychlostním stupni, který se pohybuje u osobních vozidel kolem $i_1 \approx 4$, vzrůstá potřebná síla pro překonání odporu zrychlení až o 70%. Pro přibližný odhad součinitele rotačních částí slouží diagram na obr. 34.



Obrázek 34 Vliv celkového převodu na součinitel rotačních částí pro osobní automobily, [2]

Příklad výpočtu odporu zrychlení pro první rychlostní stupeň, kdy při otáčkách motoru 8000 s^{-2} dosahuje vybrané vozidlo zrychlení $5,35 \text{ m/s}^2$. Hodnoty vychází z vypočtené dynamické charakteristiky pro vybrané vozidlo. Hodnotu ϑ pro první rychlostní stupeň volím 1,5.

$$O_Z = \vartheta \cdot m \cdot \ddot{x} = 1,5 \cdot 396 \cdot 5,35 = 3177,9 \text{ N}$$

3.1.5. Odpor přívěsu

Je součet velikostí jízdních odporů přívěsu, které musí překonat tažné vozidlo. Jednotlivé složky odporu přívěsu se vypočítají podle totožných vzorců, které platí pro vozidlo. Výjimkou je vzdušný odpor, kdy se c_x měří pro celou jízdní soupravu. Výpočet odporu přívěsu je důležitý především pro vozidla určená k tažení přívěsů pro určení potřebné hnací síly vozidla. V našem případě však tažení přívěsu neuvažuji a výpočet tohoto odporu nebudu provádět.

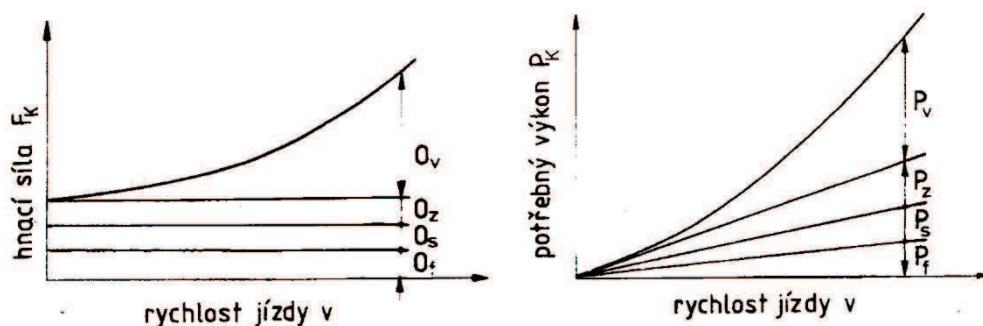
3.1.6. Celkový jízdní odpor

Celkový jízdní odpor zahrnuje součet jednotlivých jízdních odporů. Potřebná hnací síla na kolech vozidla k překonání jízdních odporů se určí z rovnice:

$$F_K = O_f + O_V + O_S + O_Z$$

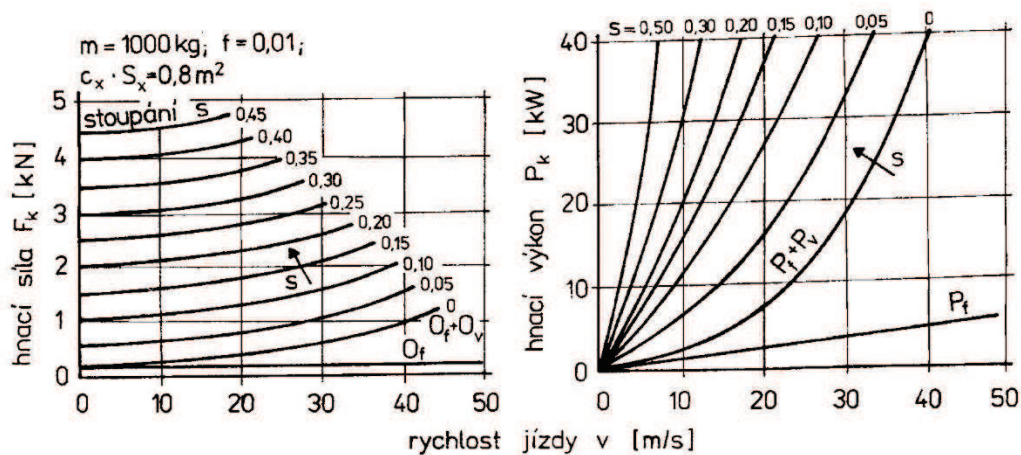
Po dosazení:

$$F_K = f \cdot G + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_r^2 + G \cdot \left(s + \vartheta \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right)$$



Obrázek 35 Potřebná hnací síla a potřebný výkon na překonání jízdních odporů, [2]

Na rovině a bez zrychlení působí na vozidlo pouze valivý a vzdušný odpor. Předpokládá se většinou bezvětří a závislost těchto odporů na rychlosti jízdy je znázorněna na obr. 36.



Obrázek 36 Hnací síla a hnací výkon na kolech pro překonání jízdních odporů, [2]

Potřebný výkon na kolech vozidla k překonání jízdních odporů se určí z rovnice:

$$P_K = F_K \cdot v = \frac{M_K}{r_d} \cdot v$$

Po dosazení:

$$P_K = (O_f + O_v + O_s + O_z) \cdot v$$

$$P_K = f \cdot G \cdot v + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_i^2 \cdot v + s \cdot G \cdot v + \vartheta \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \cdot G \cdot v$$

Při bezvětří je hnací výkon na kolech:

$$P_K = \left(f + s + \vartheta \cdot \frac{\ddot{x}}{g} \right) \cdot G \cdot v + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^3$$

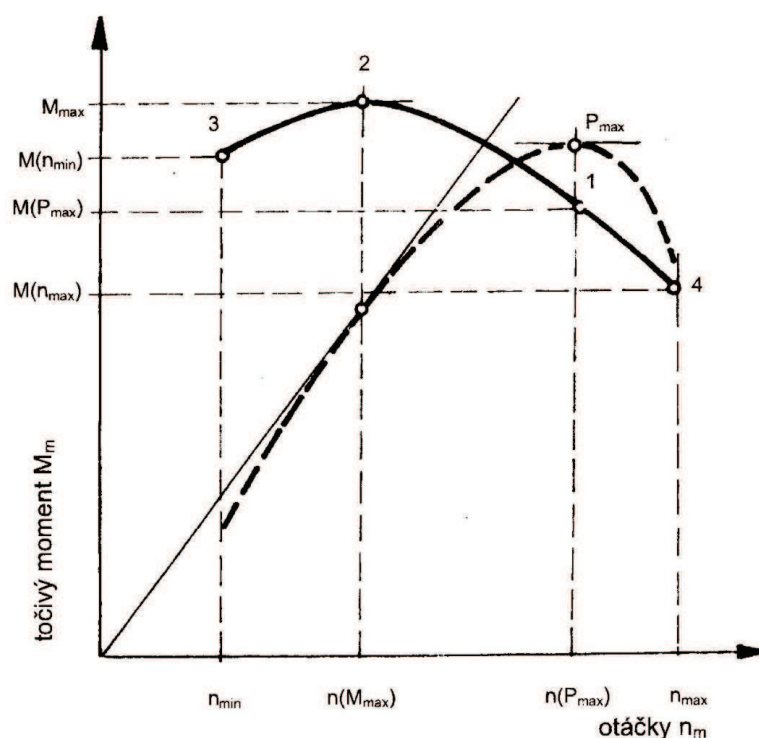
Výkon k překonání valivého odporu, odporu stoupání i odporu zrychlení roste lineárně s rychlostí jízdy, výkon pro překonání vzdušného odporu roste s třetí mocninou rychlosti.

3.2. Hnací ústrojí

Hnací ústrojí tvoří motor, spojka, převodovka, rozvodovka a hnací hřídele. Z hlediska dynamiky popíši charakteristiku motoru a jeho spolupráci s převodovým ústrojím.

3.2.1. Charakteristika spalovacího motoru

Nejrozšířenějším hnacím motorem u vozidel je spalovací motor. Výpočet hnací síly na kolech F_K a hnacího výkonu P_K vychází z rychlostní charakteristiky konkrétního motoru. Tato charakteristika se zjišťuje při plném zatížení motoru a je označována jako vnější rychlostní charakteristika motoru. Točivý moment motoru M_m v závislosti na otáčkách motoru n_m je ve vnější rychlostní charakteristice charakterizován několika body. Moment při maximálním výkonu motoru $M(P_{\max})$ a příslušných otáčkách $n(P_{\max})$ je označen jako bod 1. Bod 2 představuje maximální točivý moment motoru M_{\max} při otáčkách $n(M_{\max})$. Bod 3 označuje moment $M(n_{\min})$, který leží na křivce plného zatížení. Otáčky n_{\min} označují minimální otáčky při tomto momentu a nelze je považovat za volnoběžné otáčky, které jsou ještě menší. Bod 4 leží na křivce plného zatížení a vynáší hodnotu maximálních otáček n_{\max} .



Obrázek 37 Vnější charakteristika spalovacího motoru, [2]

Vlastnosti takové charakteristiky motoru lze vyjádřit ukazateli:

a) Momentová pružnost

$$e_M = \frac{M_{\max}}{M(P_{\max})}$$

pro zážehové motory $e_M=1,07-1,50$

pro vznětové motory $e_M=1,03-1,35$

b) Otáčková pružnost

$$e_n = \frac{n(P_{max})}{n(M_{max})}$$

pro zážehové motory $e_n=1,5-3,5$

pro vznětové motory $e_n=1,3-2,0$

c) Celková pružnost motoru

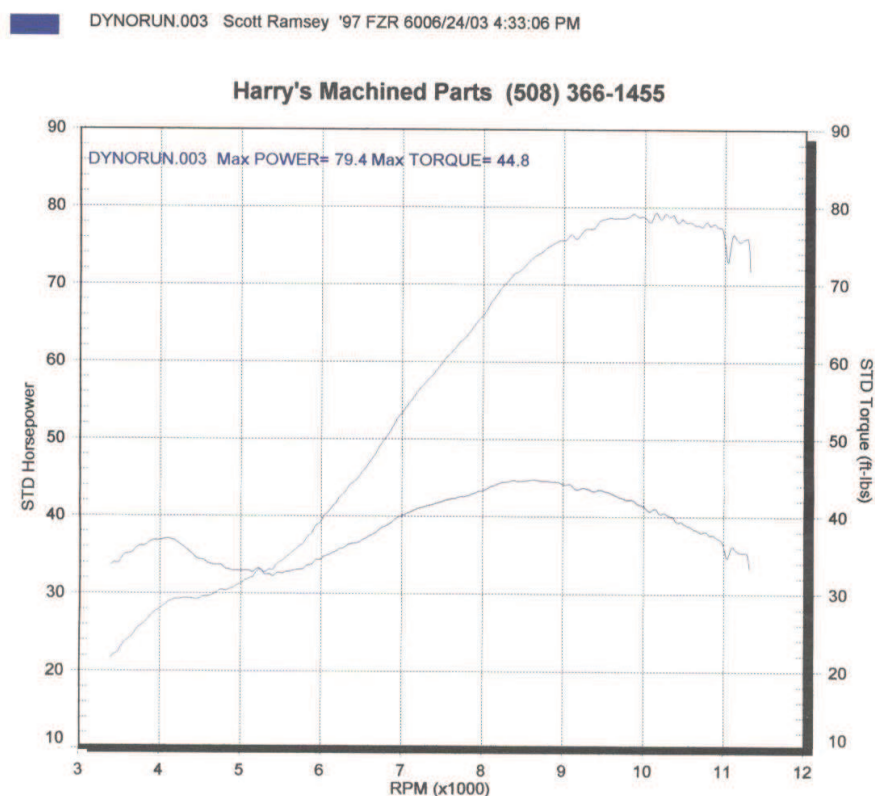
$$e_m = e_M \cdot e_n$$

pro zážehové motory $e_m=1,6-5,25$

pro vznětové motory $e_m=1,34-2,7$

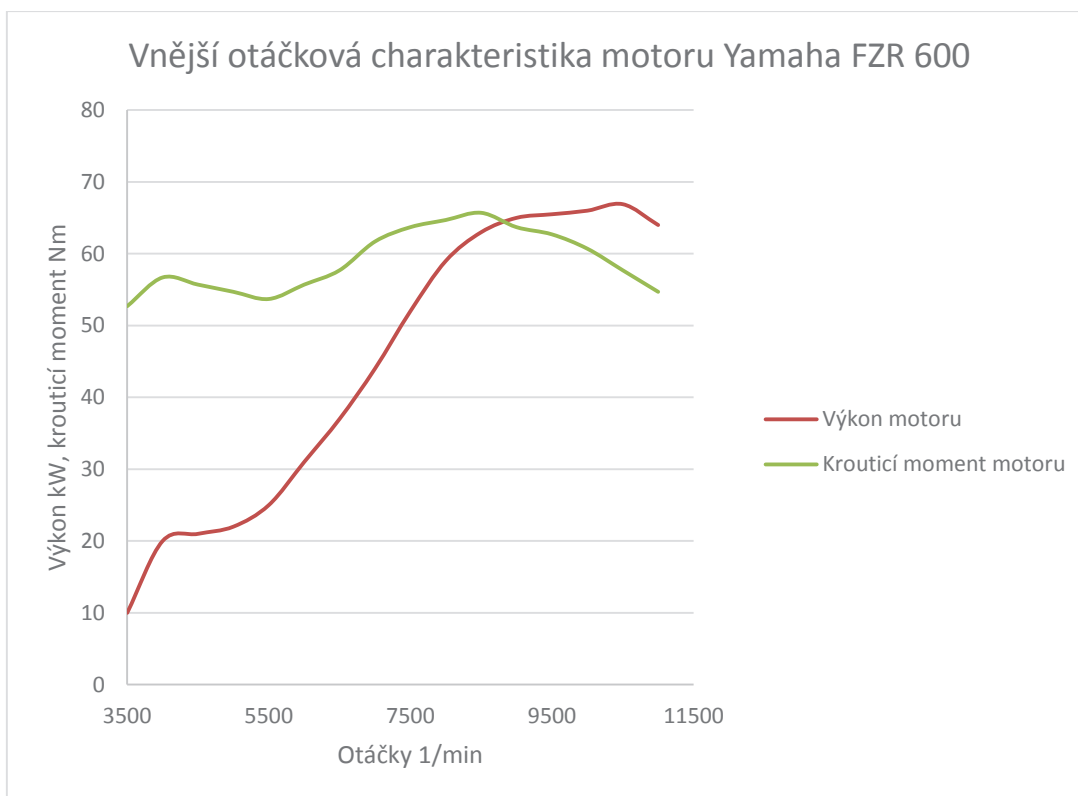
Pružnost motoru je schopnost motoru pracovat co nejdéle na stabilní větvi momentové charakteristiky motoru. Stabilní větev je mezi otáčkami $n(M_{max})$ a n_{max} , kde se při poklesu otáček motoru zvětšuje jeho točivý moment. Základní rozdělení motorů podle jejich pružnosti je na nepružné, málo pružné, normální, velmi pružné a vysoce pružné.

WinPEP DYNOJET Performance Evaluation Program



Obrázek 38 Vnější otáčková charakteristika naměřená přístrojem Dynojet, [7]

Vnější otáčková charakteristika motoru Yamaha FZR 600 naměřená na sériovém motocyklu na válcové zkušebně Dynojet je na obr. 38. Následně jsem data přepočtl na jednotku výkonu [kW] a jednotku krouticího momentu [Nm] a vytvořil odpovídající graf na obr. 39.

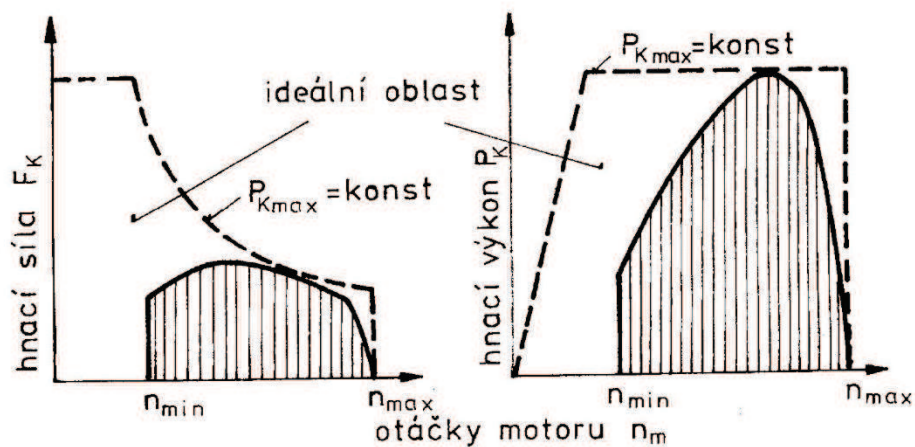


Obrázek 39 Vnější otáčková charakteristika použitého motoru, [autor]

3.2.2. Spolupráce motoru s převodovým ústrojím

Charakteristika motoru není zcela ideální. Motor by byl plně využit při všech rychlostních stupních, pokud by hnací moment na kolech M_K případně P_K vyplnili ideální oblasti grafu na obr. 40. Charakteristika motoru se proto upravuje, aby se ideální charakteristice co nejvíce přiblížila. Je nutné splnit tyto podmínky:

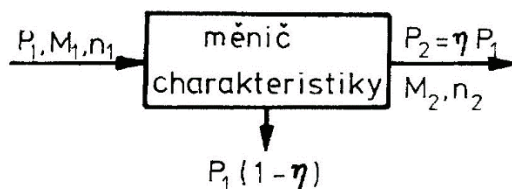
- prekonal mezeru minimálních otáček motoru n_{\min} a minimálních otáček hnacích kol, pro rozjezd vozidla
- průběh točivého momentu, případně průběh výkonu motoru co nejvíce přiblížit ideálnímu průběhu



Obrázek 40 Pracovní pole motoru, [2]

Ke změně takovéto charakteristiky slouží měnič charakteristiky spalovacího motoru. Pro splnění výše uvedených podmínek rozdělujeme měniče na:

- měníč otáček (spojka vozidla)
- měníč momentů (i otáček, tj. převodovka s rozvodovkou)



Obrázek 41 Schéma měniče rychlostní charakteristiky motoru, [2]

Pro měnič otáček neboli spojku platí:

Moment $M_1 = M_2$

Vstupní výkon $P_1 \approx M_1 \cdot n_1$

Výstupní výkon $P_2 \approx M_2 \cdot n_2$

Účinnost $\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{n_2}{n_1}$

Pro měnič momentu platí:

Vstupní výkon $P_1 \approx M_1 \cdot n_1$

Výstupní výkon $P_2 \approx M_2 \cdot n_2$

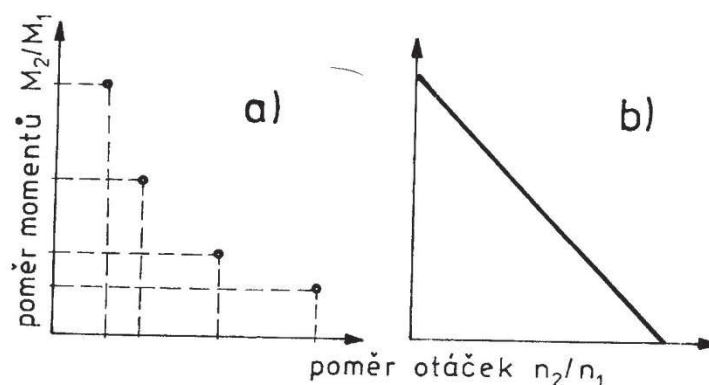
Účinnost $\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{M_2 \cdot n_2}{M_1 \cdot n_1}$

Z rovnice účinnosti plyne pro momentový poměr:

$$\frac{M_2}{M_1} = \eta \cdot \frac{n_1}{n_2}$$

Na základě této rovnice lze rozlišit dva typy momentových měničů:

- a) momentový měnič se stálým převodovým poměrem, jedná se stupňovou převodovku
- b) momentový měnič s plynulým převodovým poměrem, jedná se o plynulou převodovku



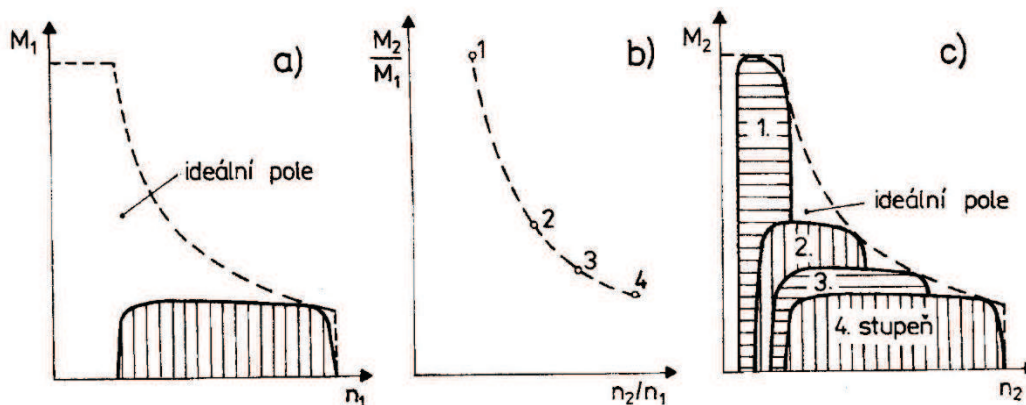
Obrázek 42 Momentový poměr v závislosti na otáčkovém poměru, [2]

Na obr. 42 je zobrazen momentový poměr v závislosti na otáčkovém poměru

- a) stálý převod (stupňová převodovka)
- b) plynulý převod (hydrodynamický měnič)

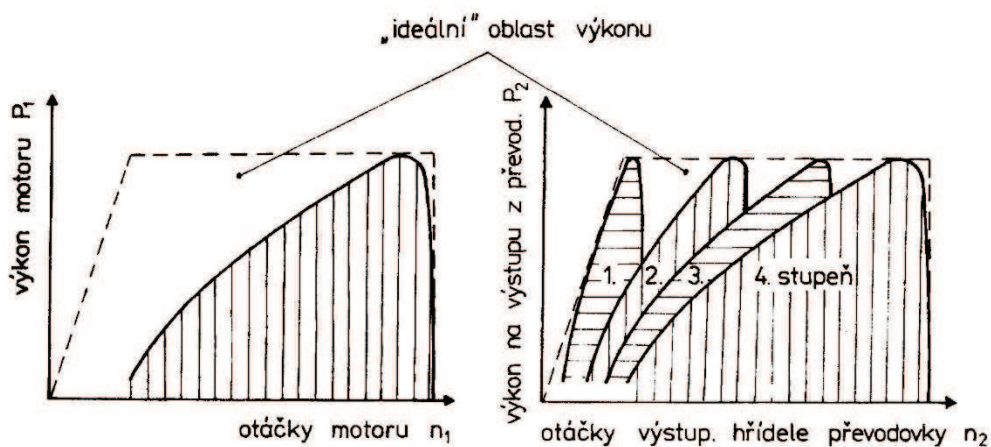
Výstupem kombinace spalovacího motoru a stupňové převodovky je charakteristika zobrazena na obr. 43. Je použito čtyřstupňové převodovky a jejím výstupem jsou čtyři momentová pole, jejichž účel je co nejvíce vyplnit oblast ideálního pole.

- a) Charakteristika spalovacího motoru
- b) Charakteristika stupňové převodovky
- c) Charakteristika momentu na výstupu z převodovky



Obrázek 43 Změna momentové charakteristiky motoru čtyřstupňovou převodovkou, [2]

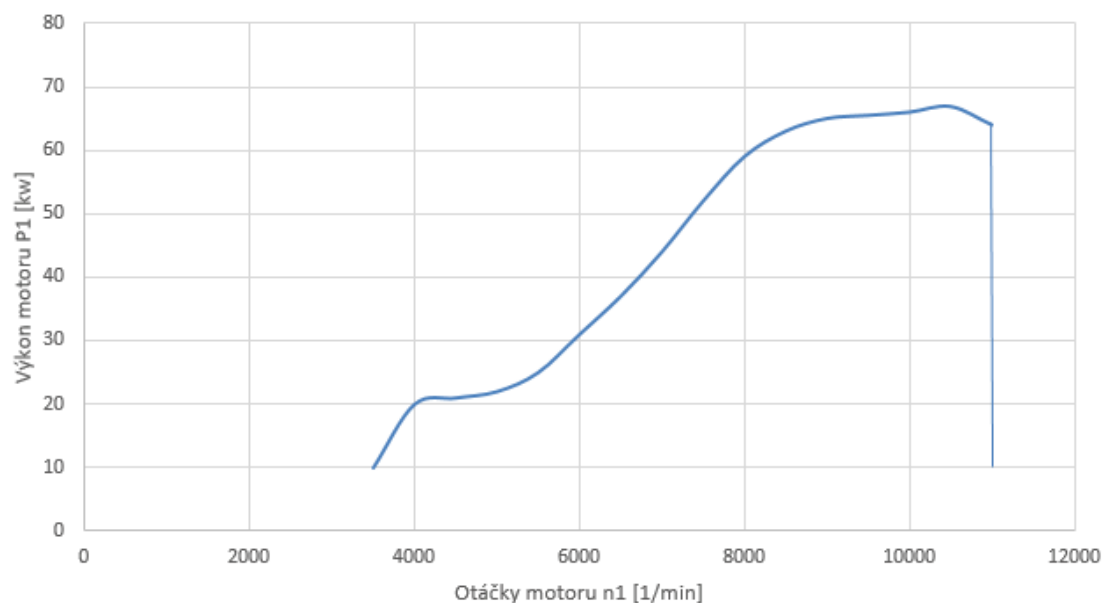
Následný rozdíl výkonové charakteristiky motoru a výkonové charakteristiky na výstupu z převodovky je znázorněn na obr. 44.



Obrázek 44 Změna výkonové charakteristiky motoru čtyřstupňovou převodovkou, [2]

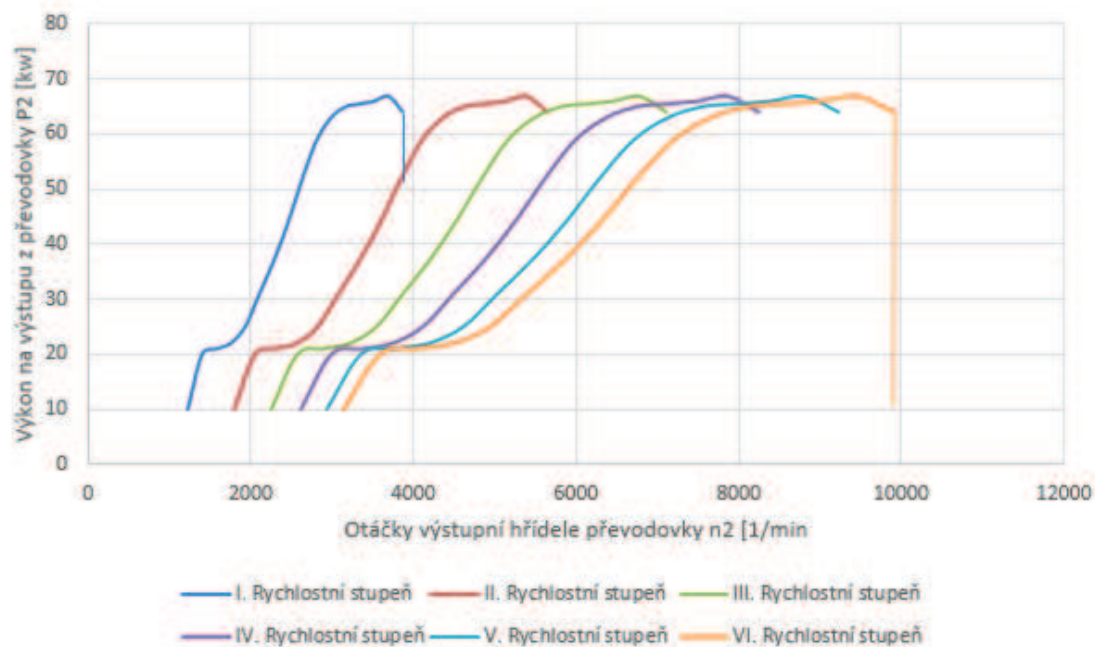
Rozdíl výkonové charakteristiky motoru a výkonové charakteristiky na výstupu z převodovky jsem následně vypočetl pro použitý motor ve vozidle, obr. 45 a obr. 46.

Výkonová charakteristika spalovacího motoru



Obrázek 45 Výkonová charakteristika motoru Yamaha FZR 600, [autor]

Výkonová charakteristika na výstupu z převodovky



Obrázek 46 Výkonová charakteristika na výstupu z převodovky motoru Yamaha FZR 600, [autor]

3.3. Jízdní výkony

Pokud známe jízdní odpory a charakteristiky hnacího ústrojí, můžeme určovat jízdní výkony vozidla. K těmto výkonům patří maximální rychlost vozidla, možnosti zrychlení a stoupavost.

3.3.1. Rychlostní charakteristika sil a výkonů

Sloučením diagramu potřebné hnací síly s diagramem přiváděné hnací síly získáme tzv. rychlostní charakteristiku hnací síly (výkonu), neboli hnací charakteristiku vozidla. Tyto diagramy sestrojíme z rovnic:

$$F_K = O_f + O_v + O_s = G \cdot (f \pm s) + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^2$$

$$P_K = F_K \cdot v = G \cdot (f \pm s) \cdot v + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v^3$$

$$F_K = \frac{M_K}{r_d} = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta_c}{r_d}$$

$$i_c = i_{pi} \cdot i_r$$

$$\eta_c = \eta_{pi} \cdot \eta_r$$

kde:

M_m - je moment motoru

i_c - je celkový převod

i_{pi} - je převod právě zařazeného stupně v převodovce

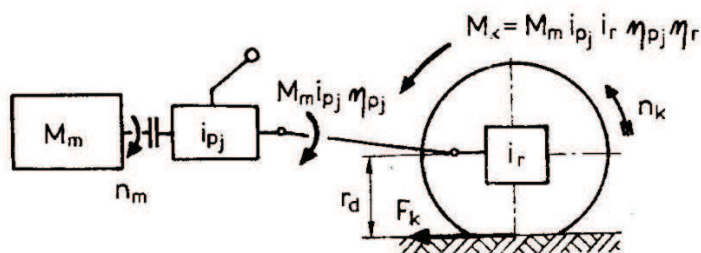
i_r - je stálý převod rozvodovky

η_c - je celková mechanická účinnost

η_{pi} - je účinnost i-tého převodu

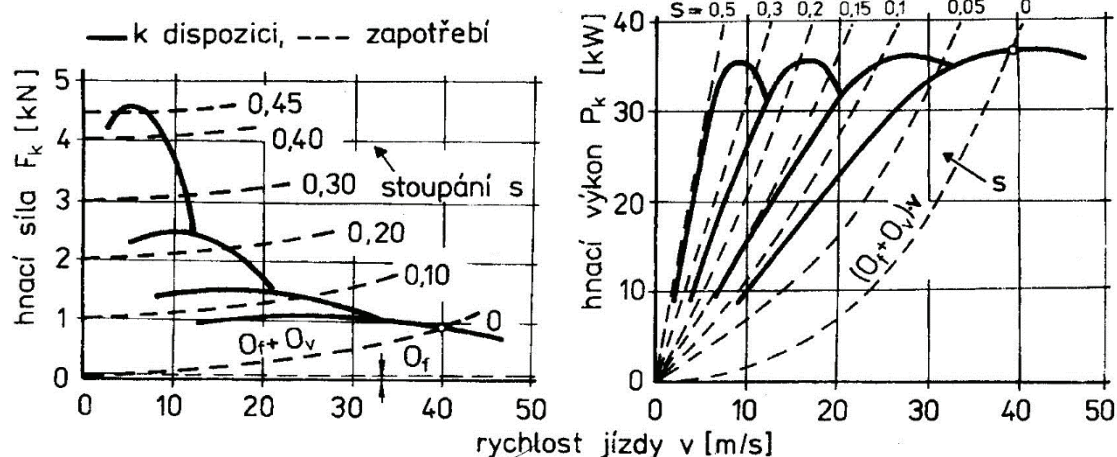
η_r - je účinnost rozvodovky

Záměrně jsem zanedbal odpor zrychlení a vliv bočního větru k získání závislosti potřebného výkonu na rychlosti vozidla.



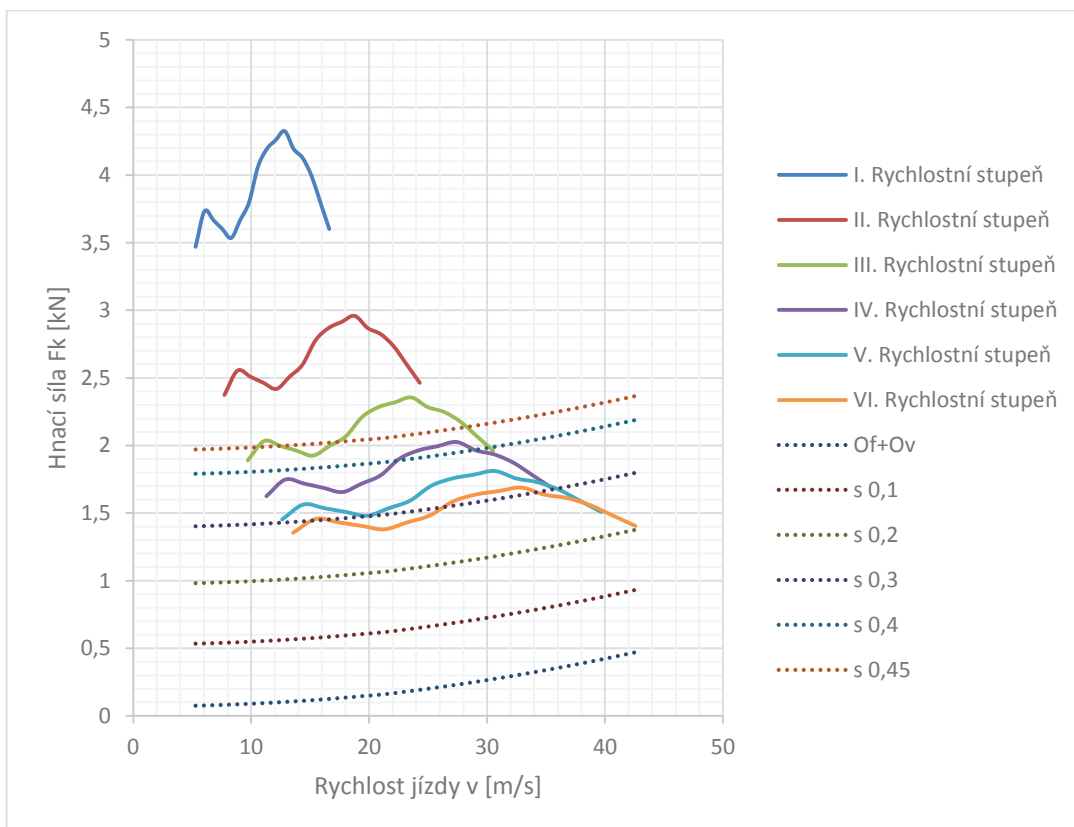
Obrázek 47 Blokové schéma přenosu točivého momentu motoru na hnací kola, [2]

Z hnací charakteristiky vozidla, diagramu $F_K=f(v)$, kde jsou zakresleny křivky valivého odporu, vzdušného odporu a odporu stoupání, lze určit dynamické vlastnosti vozidla. Křivky hnací síly vypočítáme z vnější rychlostní charakteristiky momentu motoru při jednotlivých rychlostních stupních. Diagram $F_K=f(v)$ a $P_K=f(v)$ pro vozidlo se čtyřstupňovou převodovkou je znázorněn na obr. 48.

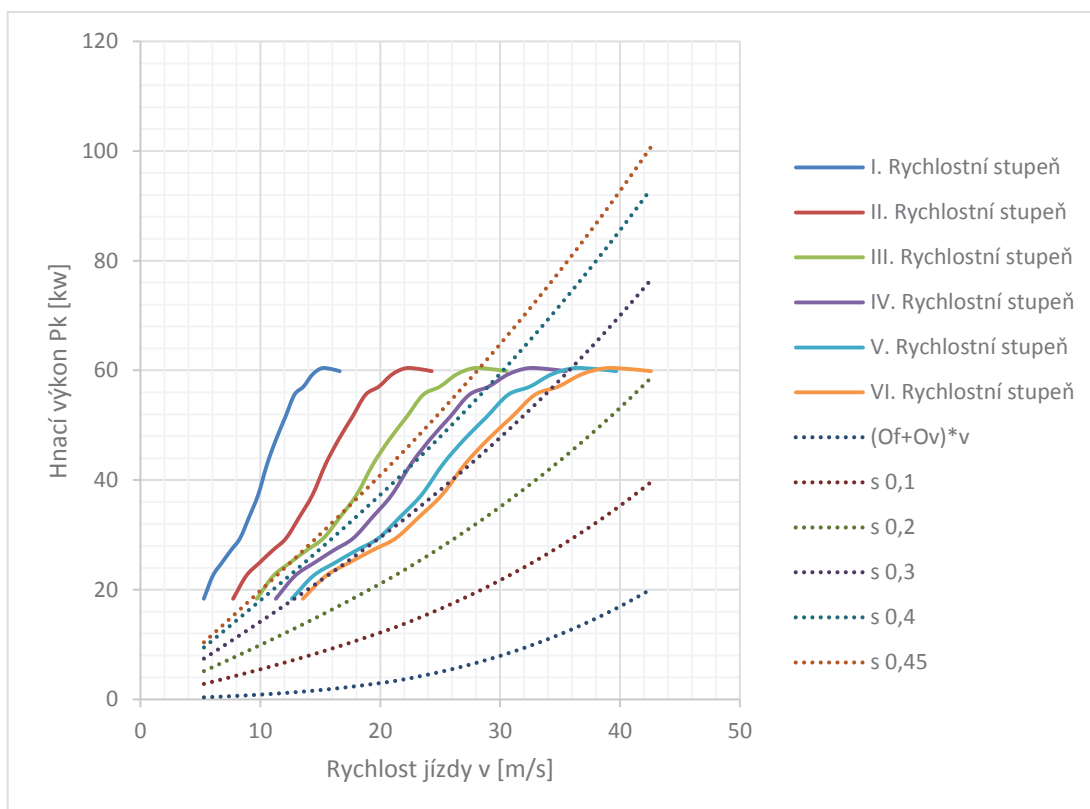


Obrázek 48 Rychlostní charakteristika sil a výkonů, [2]

Rychlostní charakteristiku sil a rychlostní charakteristiku výkonů jsem následně vypočítal pro použitý motor ve vozidle, obr. 49 a obr. 50.



Obrázek 49 Rychlostní charakteristika sil, [autor]



Obrázek 50 Rychlostní charakteristika výkonů, [autor]

3.3.2. Měrné hnací síly a odpory, dynamická charakteristika

Pokud porovnáváme výkonnostní vlastnosti různých automobilů, je vhodné využít měrné hnací síly a odpory. Jedná se o síly a odpory vztažené na tíhu vozidla.

$$\text{měrná hnací síla} \quad p_K = \frac{F_K}{G}$$

$$\text{měrný valivý odpor} \quad o_f = \frac{o_f}{G}$$

$$\text{měrný odpor stoupání} \quad o_s = \frac{o_s}{G}$$

$$\text{měrný vzdušný odpor} \quad o_v = \frac{o_v}{G}$$

$$\text{měrný odpor zrychlení} \quad o_z = \frac{o_z}{G}$$

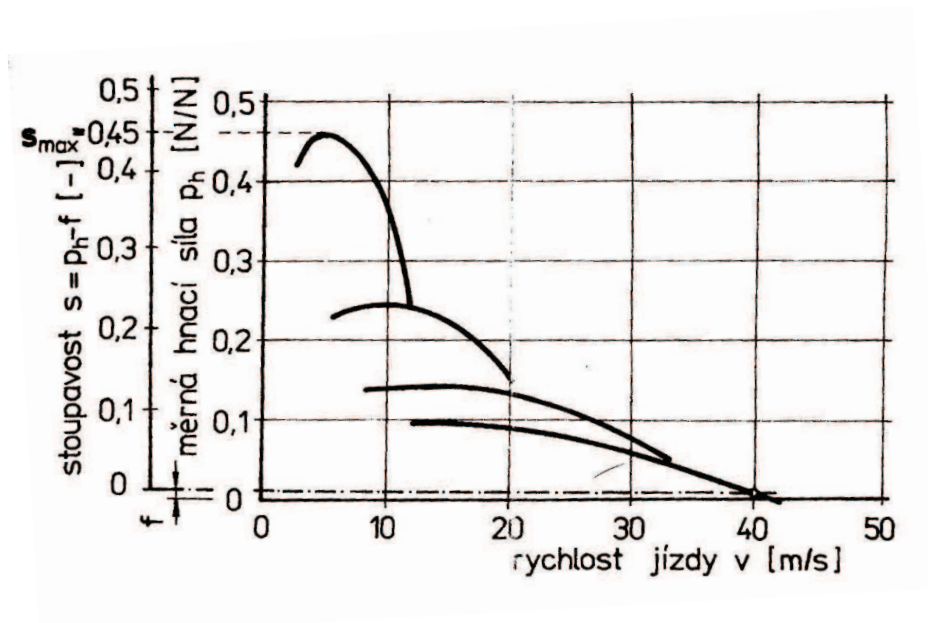
$$\text{měrný odpor přívěsu} \quad o_p = \frac{o_p}{G}$$

$$\text{měrný odpor vozovky} \quad o_\psi = \frac{o_f + o_s}{G}$$

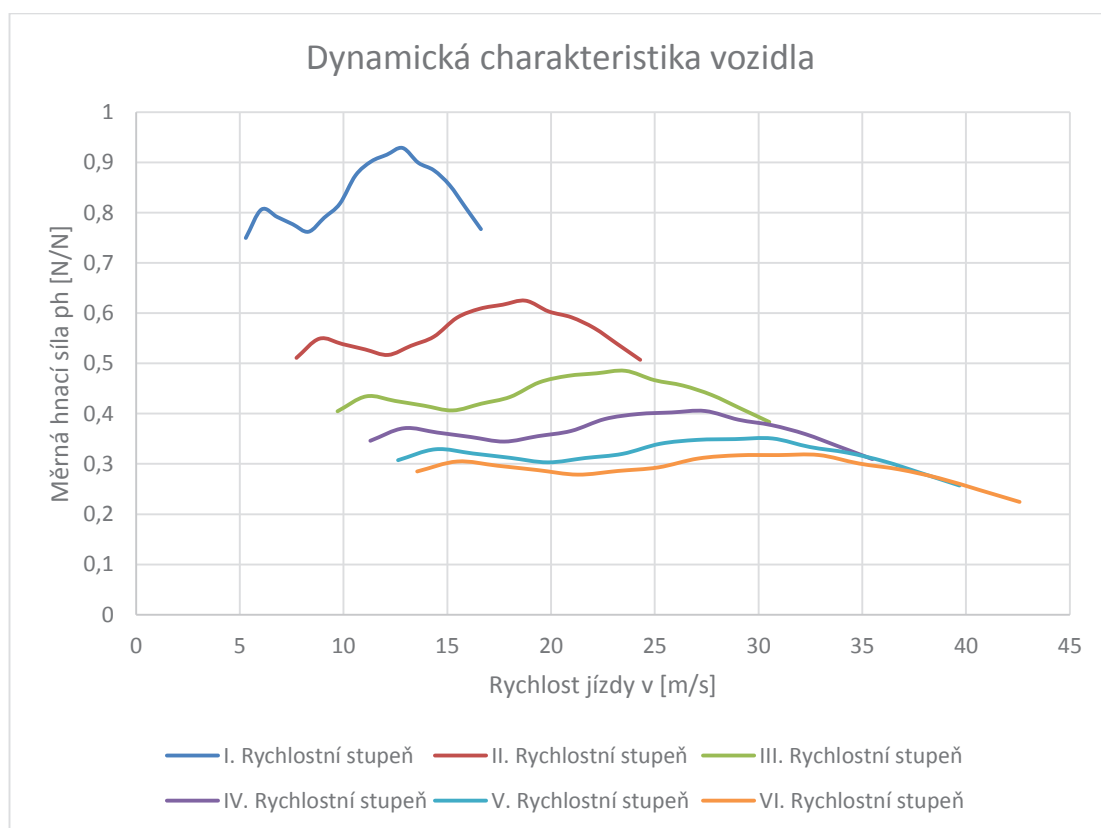
Pokud od měrné hnací síly p_K odečteme měrný vzdušný odpor o_v , získáme měrnou hnací sílu vozidla.

$$p_h = p_K - o_v = o_f + o_s + o_z + o_p = o_\psi + o_z + o_p$$

Diagram $p_K=f(v)$ znázorňuje rychlostní charakteristiku měrné hnací síly na kolech. Diagram $p_h=f(v)$ znázorňuje rychlostní charakteristiku měrné hnací síly vozidla, tedy dynamickou charakteristiku vozidla. Velikost měrné hnací síly p_h udává schopnost vozidla překonávat odpor vozovky, schopnost zrychlení a možnost tažení přívěsu. Graf dynamické charakteristiky je na obr. 51, příslušný graf pro mé vozidlo na obr. 52.



Obrázek 51 Dynamická charakteristika vozidla (diagram měrných sil a odporů), [2]



Obrázek 52 Dynamická charakteristika pro mé vozidlo, [autor]

3.3.3. Maximální rychlost vozidla

Jedním ze skupiny základních výkonnostních ukazatelů je maximální rychlost vozidla. Určuje se již při návrhu vozidla a to při jízdě po rovině, tedy bez odporu sklonu a při ustáleném pohybu, tedy bez odporu zrychlení. Pokud je k dispozici již sestavená charakteristika $F_K=f(v)$ nebo $p_h=f(v)$, lze určit graficky. Výpočtem lze určit z rovnice pro hnací sílu nebo pro hnací výkon:

$$F_K = \frac{M_m \cdot i_c \cdot \eta_c}{r_d} = O_f + O_V = f \cdot G + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_{max}^2$$

$$P_K = P_m \cdot \eta = (O_f + O_V) \cdot v_{max} = f \cdot G \cdot v_{max} + c_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot S_x \cdot v_{max}^3$$

Při návrhu vozidla se provádí opačný postup výpočtu. Známe požadované parametry vozidla, požadovanou maximální rychlost vozidla a vypočteme potřebný hnací výkon motoru.

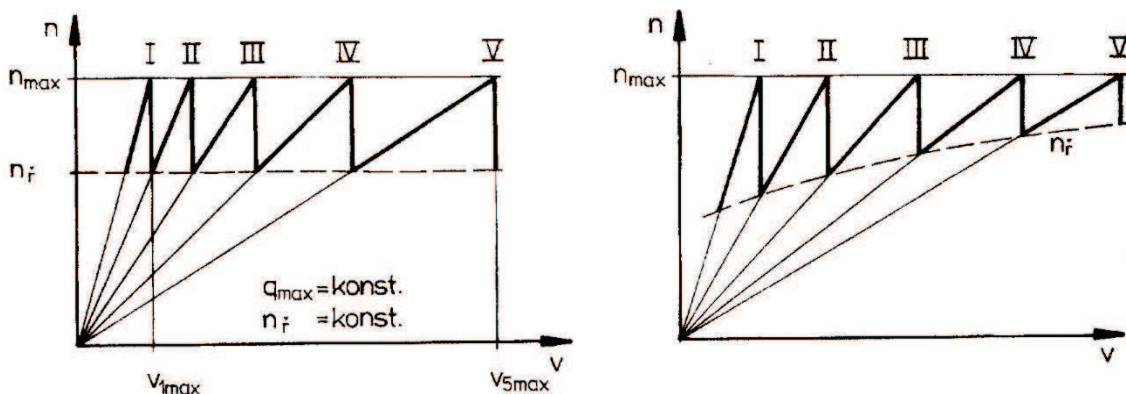
Díky velkému celkovému převodu není maximální rychlost mého vozidla omezena odpory, ale otáčkami motoru při šestém rychlostním stupni. Pro výpočet maximální rychlosti lze použít vztah:

$$v_{max} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_d \cdot n_m}{i_c} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,28 \cdot 11000}{7,59 \cdot 60} = 42,58 \text{ m/s} = 153,3 \text{ km/h}$$

3.3.4. Odstupňování rychlostních stupňů a jejich počet

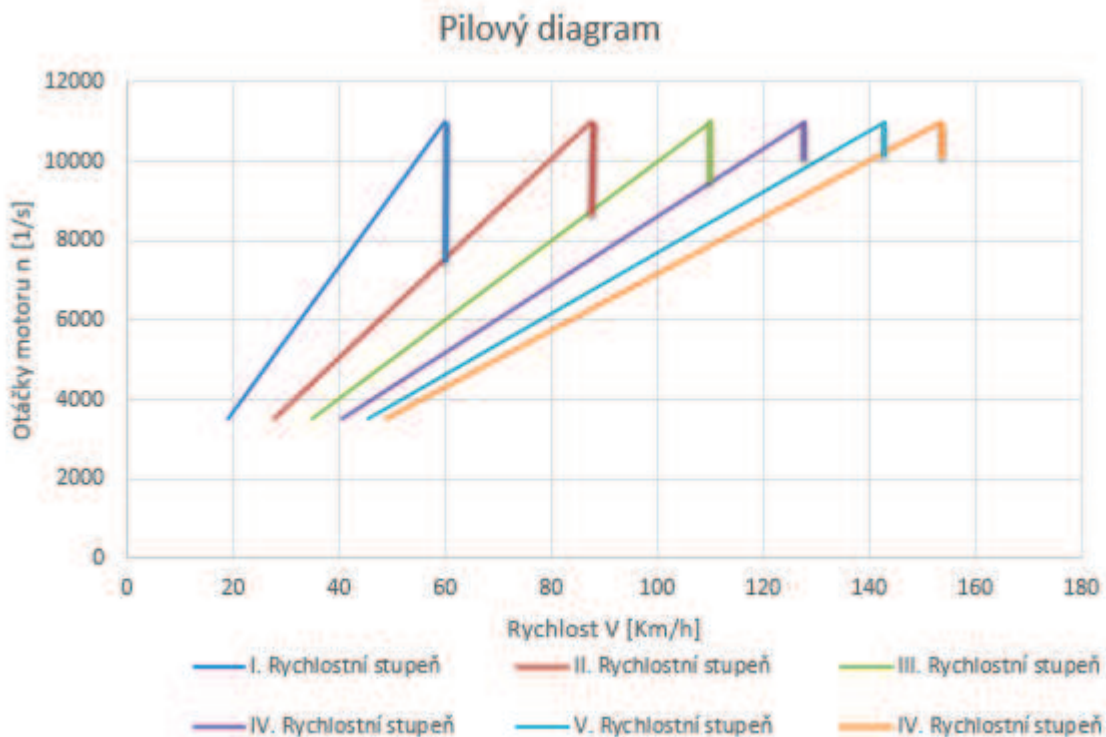
Základním parametrem návrhu převodovky je její rozsah. Rozsah převodovky označuje poměr maximálního a minimálního převodu. Maximální převodový poměr je při zařazeném prvním rychlostním stupni. Slouží pro pomalou jízdu, jízdu do prudkého stoupání a rozjezd vozidla. Minimální převodový poměr je při zařazení nejvyššího převodového stupně. Dosahuje se při něm maximální rychlosti vozidla. Pro maximální využití výkonu motoru se vkládají mezi maximální a minimální převod další převody. Dle odstupňování jednotlivých převodových stupňů se převodovky dělí na převodovky s geometrickým odstupňováním, kdy platí, že poměr dvou po sobě jdoucích převodů je konstantní a na převodovky s progresivním odstupňováním, kdy se poměr dvou po sobě jdoucích převodů nerovná a se zmenšujícím převodem se zmenšuje. Grafické znázornění odstupňování převodovky nejlépe vystihuje pilový diagram. Jedná se o závislost rychlosti vozidla na otáčkách motoru jednotlivých rychlostních stupňů. Na obr. 53 je

uveden pilový diagram pětistupňové převodovky vlevo s geometrickým odstupňováním a vpravo s progresivním odstupňováním rychlostních stupňů.



Obrázek 53 Pilový diagram pětistupňové převodovky s geometrickým (vlevo) a progresivním (vpravo) odstupňováním rychlostních stupňů, [2]

Pilový diagram jsem vypočetl také pro motor použitý ve vozidle. Z grafu vyplývá, že převodovka tohoto motoru je odstupňována progresivně, obr. 54.



Obrázek 54 Pilový diagram převodovky motoru Yamaha FZR 600, [autor]

3.3.5. Stoupavost vozidla

Dalším výkonnostním ukazatelem vozidla je jeho stoupavost. Určuje se při ustáleném pohybu, kdy vozidlo nezrychluje ani nezpomaluje.

$$p_h = o_f + o_s = f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha$$

Maximální stoupavost pro daný převodový stupeň a danou rychlost jízdy lze určit z dynamické charakteristiky, kdy pro malé úhly stoupání platí:

$$s = p_h - f$$

Při velkých úhlech svahu se stoupavost vypočítá pomocí rovnice:

$$\cos\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 - tg^2\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1 - s^2}}; \quad \sin\alpha = \frac{tg\alpha}{\sqrt{1 - tg^2\alpha}} = \frac{s}{\sqrt{1 - s^2}}$$

dosazením předchozí rovnice do těchto výrazů získáme kvadratickou rovnici:

$$s_{1,2} = \frac{-f \pm p_h \sqrt{p_h^2 - f^2 + 1}}{p_h^2 + 1}$$

Ve výsledné rovnici platí horní znaménko před odmocninou jízdu do kopce a dolní pro jízdu z kopce. Maximální stoupavosti se dosáhne na nejnižším převodovém stupni, tedy při největším převodu. Při malých rychlostech se vzdušný odpor zanedbává, platí tedy:

$$p_{kmax} = f + s_{max}$$

$$p_{kmax} = \frac{F_{kmax}}{G} = \frac{M_{kmax}}{G \cdot r_d}$$

$$M_{kmax} = M_{mmax} \cdot i_{cmax} \cdot \eta$$

$$s_{max} = \frac{M_{mmax} \cdot i_{cmax} \cdot \eta}{G \cdot r_d} - f$$

Maximální stoupavost mého vozidla nelze vypočítat přes odpory. Vozidlo má nízkou hmotnost a vysoký celkový převod.

3.3.6. Zrychlení vozidla, rozjezd

Odpor setrvačnosti je obsažen v rovnici silové rovnováhy:

$$F_K = O_f + O_V + O_S + O_Z$$

Odpor setrvačnosti O_Z získáme:

$$O_Z = F_K - O_f - O_V - O_S = \vartheta \frac{G}{g} \ddot{x}$$

Zrychlení \ddot{x} :

$$\ddot{x} = \frac{g}{\vartheta \cdot G} \cdot (F_K - O_f - O_V - O_S)$$

Pomocí vyjádření měrnými silami dostaneme:

$$\ddot{x} = \frac{g}{\vartheta} \cdot (p_h - f - s)$$

Při jízdě po rovině ($s = 0$):

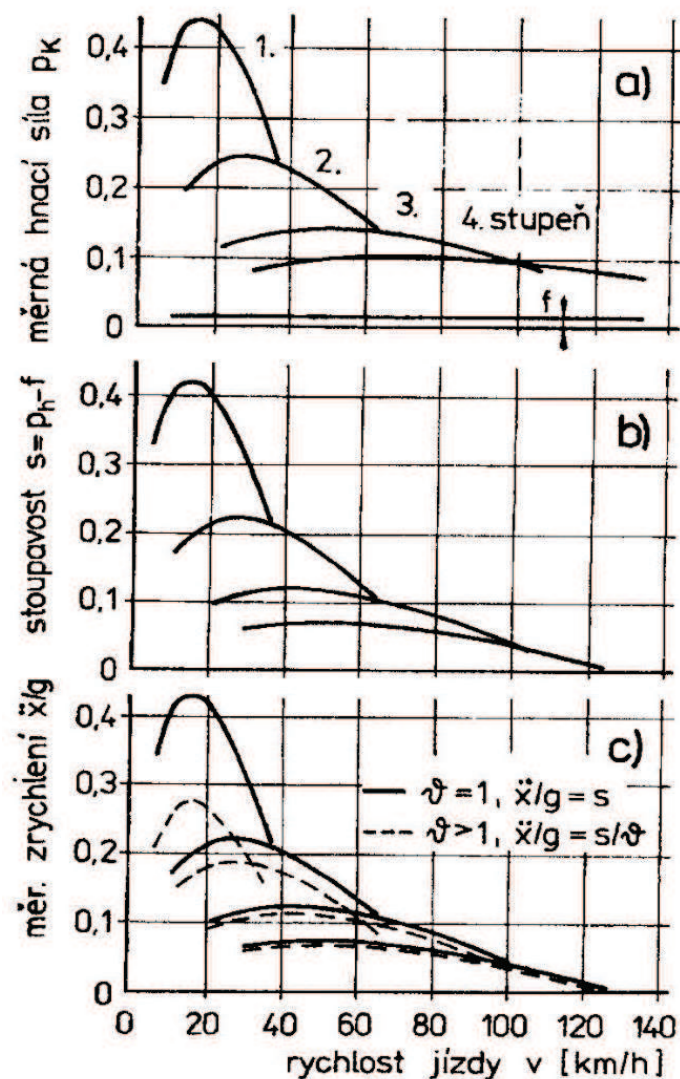
$$\frac{\ddot{x}}{g} = \frac{1}{\vartheta} \cdot (p_h - f)$$

V případě součinitele vlivu rotačních částí ($\vartheta = 1$) by platilo:

$$\frac{\ddot{x}}{g} (\vartheta = 1) = p_h - f = s$$

V tomto případě by velikost měrného zrychlení \ddot{x}/g byla rovna stoupavosti vozidla. Hodnota součinitele vlivu rotačních částí ovšem nabývá hodnot větších než 1, a to především u nízkých rychlostních stupňů, kde se zvětšuje převod převodovky i_{pj} viz obr. 55. Proto platí podle předcházejících vzorců:

$$\frac{\ddot{x}}{g} = \frac{s}{\vartheta}$$

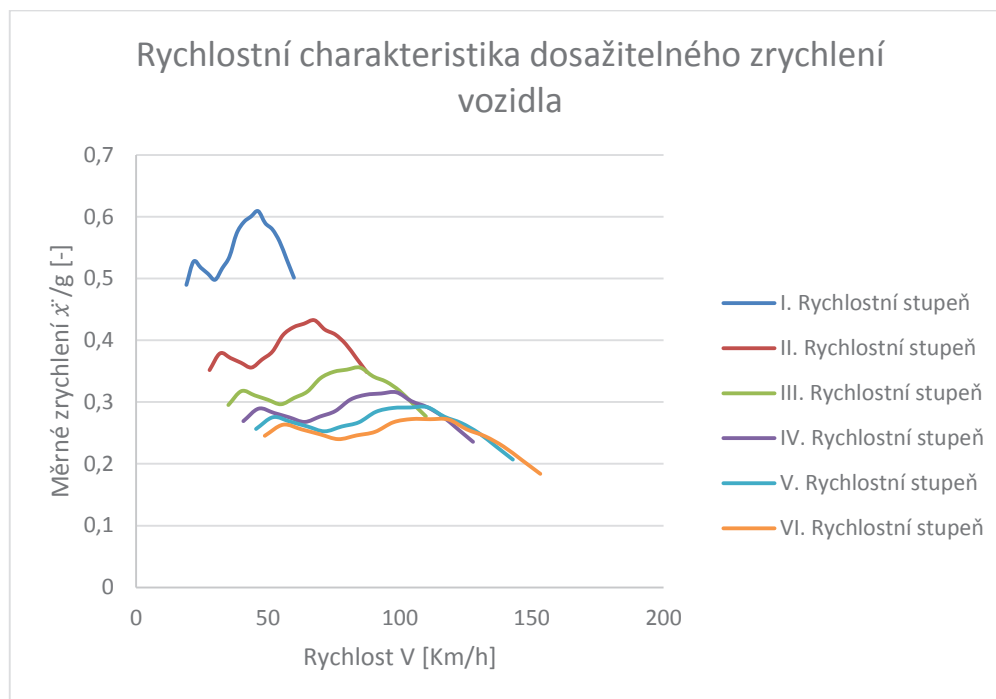


Obrázek 55 Rychlostní charakteristika dosažitelného zrychlení vozidla: a) měrná hnací síla, b) rozdíl měrných sil, soupavost, c) měrné zrychlení a vliv součinitele rotačních částí, [2]

Rychlostní charakteristiku měrného zrychlení $\frac{\ddot{x}}{g} = f(v)$ tedy sestojíme z dynamické charakteristiky $p_h = f(v)$. Maximální zrychlení vozidla \ddot{x} je funkcí rychlosti jízdy vozidla:

$$\ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{dv}{dt}$$

Rychlostní charakteristiku měrného zrychlení $\frac{\ddot{x}}{g} = f(v)$ pro mé vozidlo jsem vypočetl na obr. 57. Z praktického hlediska se většinou uvádí údaj, že např. vozidlo dosáhne rychlosti z 0 na 100 km/h za 10 s, které lze snadno ověřit jízdní zkouškou, než uvedení určité hodnoty zrychlení \ddot{x} .



Obrázek 56 Rychlostní charakteristika dosažitelného zrychlení pro mé vozidlo, [autor]

Průběh funkce $\ddot{x}(v)$ v analytickém tvaru neznáme. Můžeme ho určit např. graficko-analytickou metodou, kde si závislost $\ddot{x}(v)$ rozdělíme na úseky, u nichž předpokládáme střední zrychlení automobilu:

$$\overline{\ddot{x}}_1 = \frac{\ddot{x}_1 + \ddot{x}_2}{2}, \quad \overline{\ddot{x}}_2 = \frac{\ddot{x}_2 + \ddot{x}_3}{2}, \dots \dots \dots \overline{\ddot{x}}_n = \frac{\ddot{x}_{n-1} + \ddot{x}_n}{2}$$

Změnou rychlosti z v_1 na v_2 je střední zrychlení:

$$\overline{\ddot{x}}_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta t_1} = \frac{v_2 - v_1}{\Delta t_1}$$

Volbou $v_1 = v_2, \dots \dots, = v_n$ získáme:

$$\overline{\ddot{x}}_1 = \frac{\Delta v}{\Delta t_1}, \quad \overline{\ddot{x}}_2 = \frac{\Delta v}{\Delta t_2}, \dots \dots, \overline{\ddot{x}}_n = \frac{\Delta v}{\Delta t_n}$$

Vyjádření časových úseků:

$$\Delta t_1 = \frac{\Delta v}{\overline{\ddot{x}}_1}, \dots \dots, \Delta t_n = \frac{\Delta v}{\overline{\ddot{x}}_n}$$

Celková doba rozjezdu z rychlosti v_1 na v_n :

$$t = \sum_i \Delta t_i$$

Rychlostní charakteristiku doby rozjezdu sestrojíme z hodnot t_i při daných rychlostech v_i . Např. pro rychlost v_2 vyneseme hodnotu t_1 , pro rychlost v_3 hodnotu $(t_1 + t_2)$ atd. viz obr. 58.

Dráha rozjezdu se určí při předpokladu, že v každém rychlostním intervalu Δv se pohybuje vozidlo rychlostí \bar{v} . Např. v intervalu $v_2 - v_1$ bude

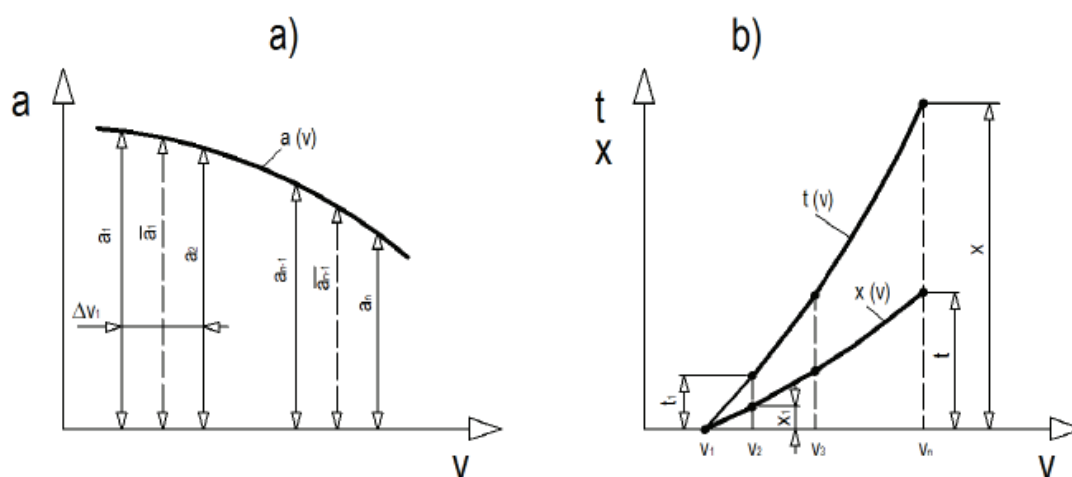
$$\bar{v}_1 = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

Dráha pro tento interval bude:

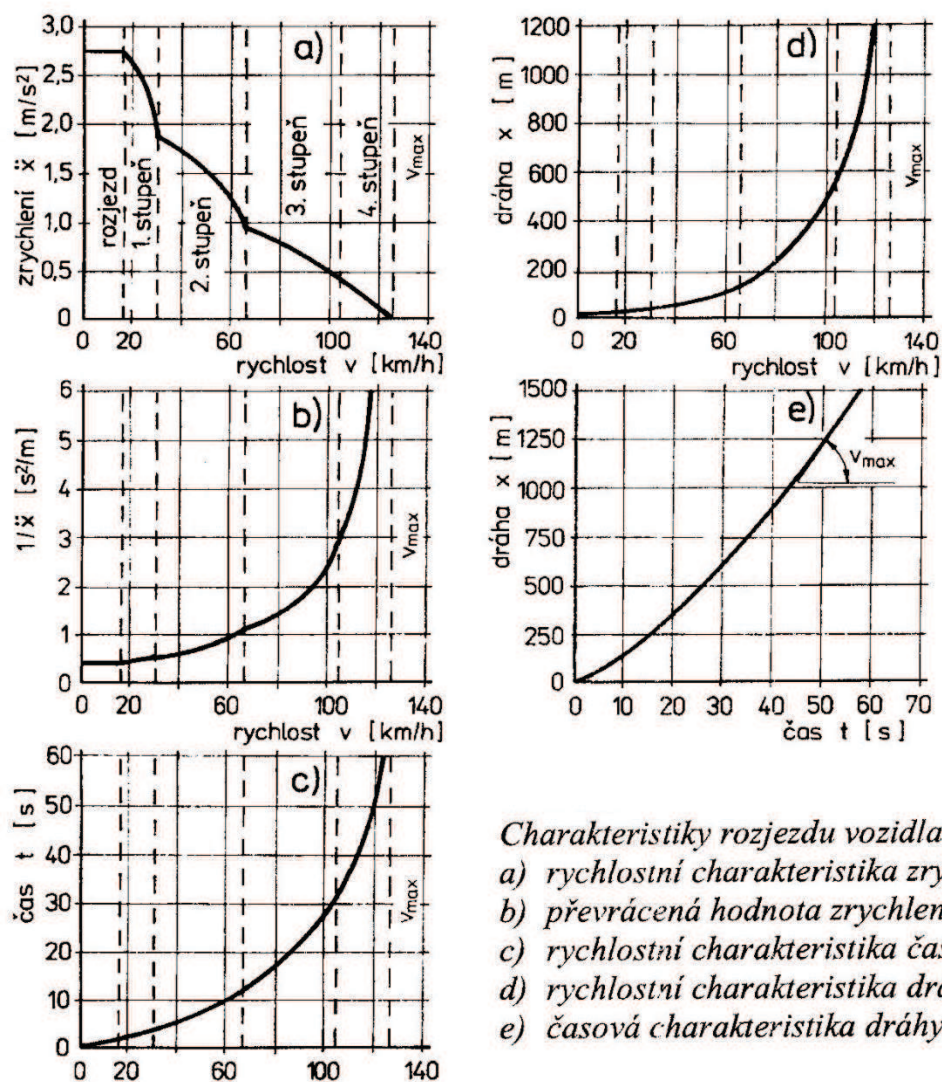
$$\Delta x_1 = \bar{v}_1 \cdot \Delta t_1 = \bar{v}_1 \cdot \frac{\Delta v}{\bar{a}_1}$$

Celková ujetá dráha pak bude:

$$x = \sum_i \Delta x_i$$



Obrázek 57 Sestrojení charakteristik rozjezdu: a) rozdělení rychlostní závislosti zrychlení na úseky, b) rychlostní charakteristiky doby a dráhy, [2]



Charakteristiky rozjezdu vozidla
a) rychlostní charakteristika zrychlení;
b) převrácená hodnota zrychlení;
c) rychlostní charakteristika času;
d) rychlostní charakteristika dráhy;
e) časová charakteristika dráhy

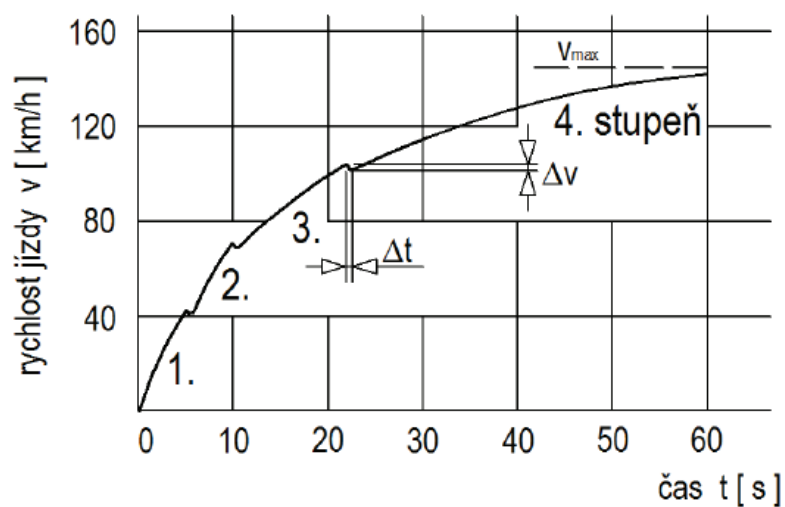
Obrázek 58 Charakteristiky rozjezdu vozidla, [2]

Charakteristiky rozjezdu vozidla se stupňovou nejsou plynulé, protože během řazení dochází k přerušení hnací síly a na vozidlo působí jízdní odpory. Způsobené zpomalení lze vyjádřit:

$$\ddot{x} = -\frac{g}{\vartheta \cdot G} \cdot (O_f - O_v)$$

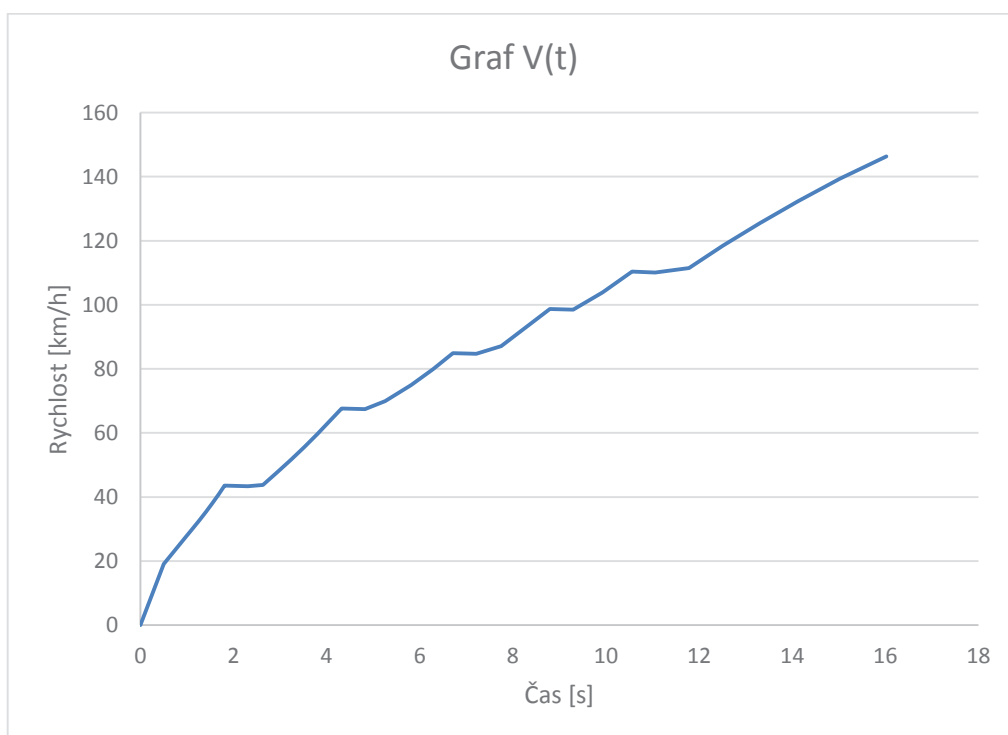
Ve zmíněné rovnici již počítáme s jízdou po rovině, kde nepůsobí odpor sklonu a dále do faktoru ϑ nezahrnujeme rotační části motoru, protože je při řazení motor odpojen od převodového ústrojí. Doba vypnuté spojky se u osobních automobilů při synchronizované převodovce pohybuje v rozmezí $\Delta t = 0,8$ až $1,2$ s. Pokles rychlosti jízdy během vypnuté spojky lze vyjádřit:

$$\Delta v = \int_0^{\Delta t} \ddot{x}(v) dt$$

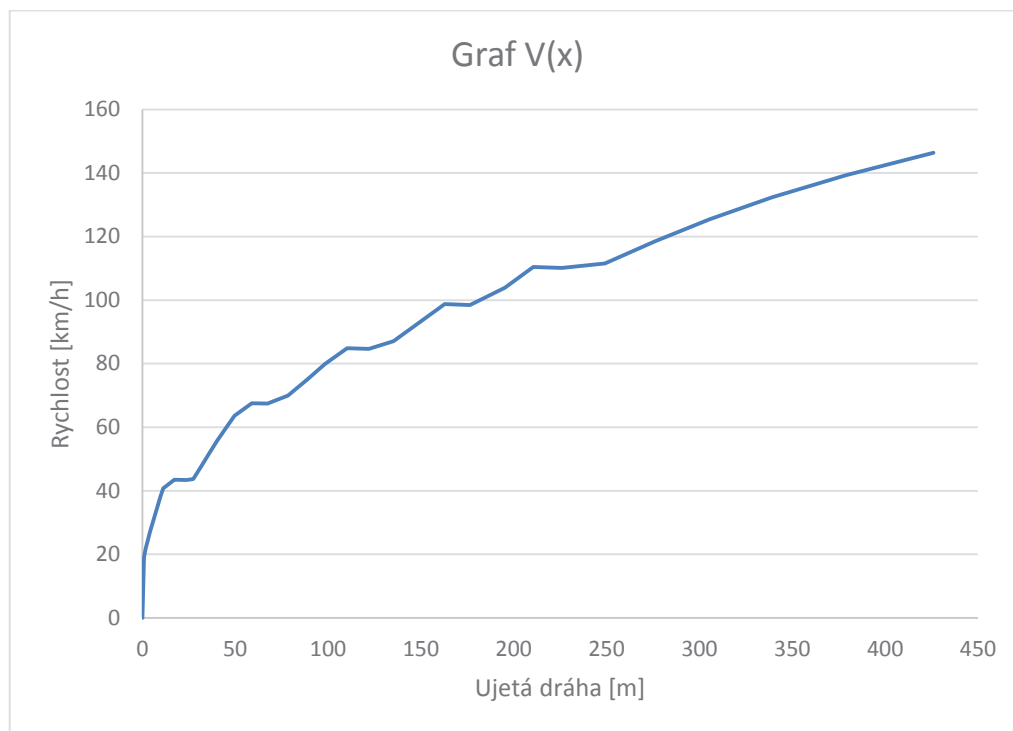


Obrázek 59 Časový průběh rychlosti vozidla při rozjezdu s vlivem řazení, [2]

Časový průběh rozjezdu vozidla jsem vypočetl na obr. 61 a dráhový průběh rozjezdu vozidla na obr. 62. Při výpočtech jsem uvažoval řazení v otáčkách motoru při maximálním točivém momentu, tj. při 8500 1/min, doba vypnuté spojky se uvažovala 0,5 s.



Obrázek 60 Časový průběh rychlosti vozidla při rozjezdu s vlivem řazení pro mé vozidlo, [autor]



Obrázek 61 Dráhový průběh rychlosti vozidla při rozjezdu s vlivem řazení pro mé vozidlo, [autor]

Příklad výpočtů všech potřebných parametrů vozidla je v tabulce č. 4. Všechny potřebné výpočty pro všechny rychlostní stupně jsou uvedeny v přílohách práce.

Tabulka 4 Příklad výpočtů jednotlivých parametrů pro I. rychlostní stupeň

I. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	F _k [N]	P _k [kW]	V [km/h]	O _v [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	3469,1998	18,3498	19,0416	5,6926	0,7496	0,0150	69,3077
4000	3732,5166	22,5629	21,7618	7,4352	0,8062	0,0150	69,3077
4500	3666,6874	24,9356	24,4821	9,4101	0,7915	0,0150	69,3077
5000	3600,8582	27,2088	27,2023	11,6175	0,7768	0,0150	69,3077
5500	3535,0290	29,3825	29,9225	14,0571	0,7620	0,0150	69,3077
6000	3666,6874	33,2474	32,6428	16,7291	0,7899	0,0150	69,3077
6500	3798,3458	37,3114	35,3630	19,6335	0,8178	0,0150	69,3077
7000	4061,6627	42,9670	38,0832	22,7702	0,8741	0,0150	69,3077
7500	4193,3211	47,5283	40,8035	26,1393	0,9019	0,0150	69,3077
8000	4259,1504	51,4928	43,5237	29,7407	0,9154	0,0150	69,3077
8500	4324,9796	55,5567	46,2439	33,5744	0,9288	0,0150	69,3077
9000	4193,3211	57,0340	48,9641	37,6406	0,8994	0,0150	69,3077
9500	4127,4919	59,2575	51,6844	41,9390	0,8842	0,0150	69,3077
10000	3995,8335	60,3866	54,4046	46,4698	0,8547	0,0150	69,3077
10500	3798,3458	60,2722	57,1248	51,2330	0,8110	0,0150	69,3077
11000	3600,8582	59,8593	59,8451	56,2285	0,7672	0,0150	69,3077

3.4. Těžiště vozidla, nápravové síly

Na každý bod tělesa působí v tíhovém poli jeho tíhová síla a výslednice všech těchto sil má působiště v jednom bodě, a to v těžišti tělesa. Pohyb celého tělesa pak můžeme zjednodušeně vyšetřovat tak, že zkoumáme pouze pohyb těžiště.

3.4.1. Podélná poloha těžiště

Nápravové síly označují působení hmotnosti vozidla na vozovku. Tato hmotnost se rozkládá na nápravy a dále na jednotlivá kola nápravy. Hmotnost vozidla m způsobuje tíhovou sílu G v těžišti vozidla. Tíhovou sílu G působící v těžišti lze rozdělit na dvě nápravové síly G_1 a G_2 , působící ve svislých osách kol náprav. Kvůli zachování rovnováhy sil je třeba zavést proti působícím silám radiální reakce na nápravách F_{z1} a F_{z2} . Statické zatížení náprav vozidla lze určit zvážením jednotlivých náprav. Po zjištění působící hmotnosti jednotlivých náprav lze vypočítat vzdálenost těžiště od náprav. Výpočet lze provést z podmínky rovnováhy sil a momentů:

$$\sum Z = 0: \quad G = F_{z1} + F_{z2} \quad \text{resp.} \quad m = m_1 + m_2 = 136 + 260 = 396 \text{ kg}$$

$$\sum M = 0: \quad F_{z2} \cdot L - G \cdot L_1 = 0 \rightarrow L_1 = \frac{F_{z2} \cdot L}{G} \quad \text{resp.} \quad \frac{m_2 \cdot L}{m} = \frac{260 \cdot 2,2}{396} = 1,44 \text{ m}$$

$$F_{z1} \cdot L - G \cdot L_2 = 0 \rightarrow L_2 = \frac{F_{z1} \cdot L}{G} \quad \text{resp.} \quad \frac{m_1 \cdot L}{m} = \frac{136 \cdot 2,2}{396} = 0,76 \text{ m}$$

nebo $L_2 = L - L_1 = 2,2 - 1,44 = 0,76 \text{ m}$

kde:

m - hmotnost vozidla [kg]

m_1 - hmotnost zvážená na přední nápravě [kg]

m_2 - hmotnost zvážená na zadní nápravě [kg]

G - tíha vozidla [N]

F_{z1} - reakce přední nápravy [N]

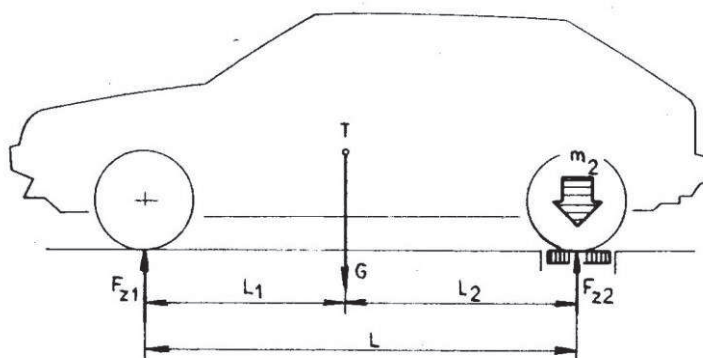
F_{z2} - reakce zadní nápravy [N]

L - vzdálenost os náprav [m]

L_1 - vzdálenost těžiště od osy přední nápravy [m]

L_2 - vzdálenost těžiště od osy zadní nápravy [m]

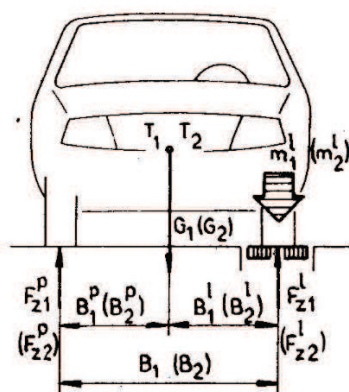
V praxi jsem postupoval tak, že jsem pod jednotlivá kola umístil osobní analogové váhy a odečetl statické zatížení jednotlivých kol. Následně jsem sečetl hmotnosti kol na jednotlivých nápravách a získal hodnoty m_1 a m_2 .



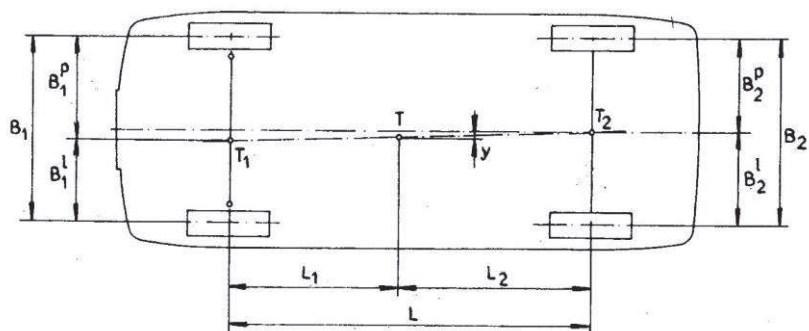
Obrázek 62 Síly a reakce na nápravách automobilu, [3]

3.4.2. Příčná poloha těžiště

Těžiště vozidla obvykle neleží na podélné ose vozidla. Důvodem je nerovnoměrné rozložení hmotnosti na jednotlivá kola náprav. Vzdálenost jednotlivých těžišť náprav T_1 a T_2 od kol a následně vzdálenost y těžiště od podélné osy lze určit z obr. 63, 64 a následujících vztahů:



Obrázek 63 Vzdálenost těžišť T_1 a T_2 od kol, [3]



Obrázek 64 Vzdálenost těžiště T od podélné osy vozidla, [3]

Určení polohy těžiště T_1 pro přední nápravu:

$$\sum z = 0: G_1 = F_{z1}^p + F_{z1}^l \quad \text{resp. } m_1 = m_1^p + m_1^l$$

$$\sum M = 0: F_{z1}^p \cdot B_1 - G_1 \cdot B_1^l = 0 \rightarrow B_1^l = \frac{F_{z1}^p \cdot B_1}{G_1} \quad \text{resp. } \frac{m_1^p \cdot B_1}{m_1}$$

$$B_1^p = B_1 - B_1^l$$

kde:

F_{z1}^p - Reakce předního pravého kola [N]

F_{z1}^l - Reakce předního levého kola [N]

B_1 - Rozchod přední nápravy [m]

B_1^p - Vzdálenost těžiště přední nápravy od středu levého kola [m]

B_1^l - Vzdálenost těžiště přední nápravy od středu pravého kola [m]

G_1 - Tíha vozidla připadající na přední nápravu [N]

Určení polohy těžiště T_2 pro zadní nápravu:

$$\sum z = 0: G_2 = F_{z2}^p + F_{z2}^l \quad \text{resp. } m_2 = m_2^p + m_2^l$$

$$\sum M = 0: F_{z2}^p \cdot B_2 - G_2 \cdot B_2^l = 0 \rightarrow B_2^l = \frac{F_{z2}^p \cdot B_2}{G_2} \quad \text{resp. } \frac{m_2^p \cdot B_2}{m_2}$$

$$B_2^p = B_2 - B_2^l$$

kde:

F_{z2}^p - Reakce zadního pravého kola [N]

F_{z2}^l - Reakce zadního levého kola [N]

B_2 - Rozchod zadní nápravy [m]

B_2^p - Vzdálenost těžiště zadní nápravy od středu levého kola [m]

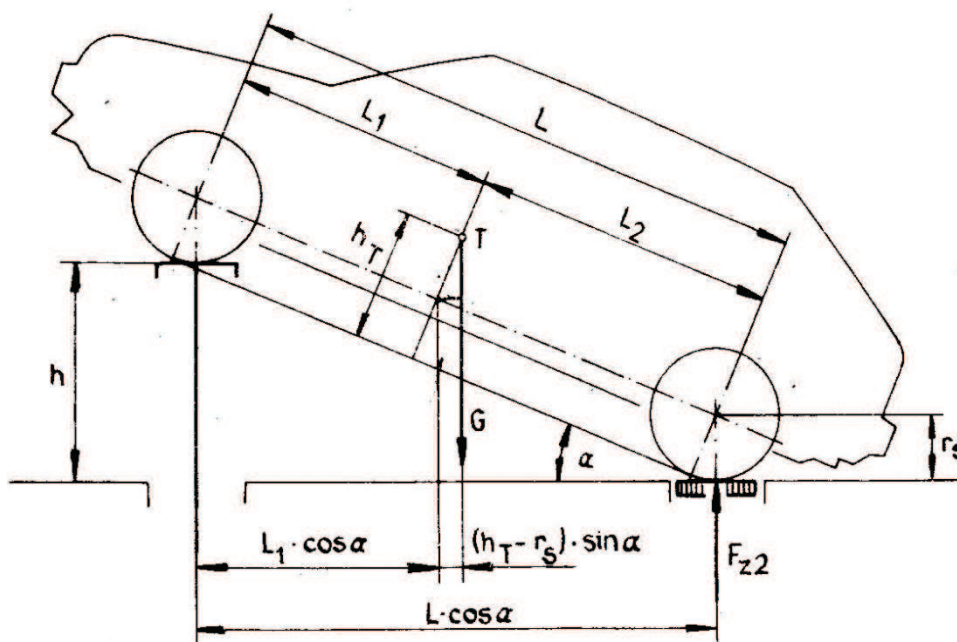
B_2^l - Vzdálenost těžiště zadní nápravy od středu pravého kola [m]

G_2 - Tíha vozidla připadající na zadní nápravu [N]

V tomto případě nebylo nutné vypočítat polohy těžišť T_1 a T_2 . Měření potvrdilo, že příčná poloha těžiště je v příčné ose vozidla, kdy odečtené hodnoty na přední nápravě m_1^p a $m_1^l = 68kg$ a hodnoty na zadní nápravě m_2^p a $m_2^l = 130kg$.

3.4.3. Výšková poloha těžiště

Pro určení výškové polohy těžiště jsem zvolil metodu vážení v šikmé poloze, kdy se výška těžiště h_t zjistí vyzvednutím jedné nápravy do výšky h a změřením zatížení druhé nápravy. Zatížení určíme zvážením druhé nápravy. Nejdříve pomocí funkce $\sin \alpha$ vypočteme úhel α a následně výšku těžiště h_t z rovnováhy momentů.



Obrázek 65 Určení výšky těžiště h_t , [3]

$$\sin \alpha = \frac{h}{L} \rightarrow \alpha = \arcsin \frac{h}{L} = \arcsin \frac{0,368}{2,2} = 9,62^\circ$$

$$\sum M = 0: F_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot [L_1 \cdot \cos \alpha + (h_t - r_s) \cdot \sin \alpha] = 0$$

$$F_{z2} \cdot L \cdot \cos \alpha - G \cdot L_1 \cdot \cos \alpha - G \cdot h_t \cdot \sin \alpha + G \cdot r_s \cdot \sin \alpha = 0$$

Vynásobením rovnice $1/G \cdot \sin \alpha$ a úpravou dostaneme výšku těžiště:

$$h_t = \frac{F_{z2} \cdot L - G \cdot L_1}{G \cdot \tan \alpha} + r_s$$

$$\text{resp. } h_t = \frac{m_2 \cdot L - m \cdot L_1}{m \cdot \tan \alpha} + r_s = \frac{278 \cdot 2,2 - 396 \cdot 1,44}{396 \cdot \tan 9,62^\circ} + 0,28 = 0,89\text{m}$$

kde:

r_s - je statický poloměr kola [m]

Výpočet r_s vychází z použitých pneumatik 165/70 R13, kde výška profilu je 70 % ze 165 mm = 115,5 mm a poloměr disku R13 je 165,1. Výsledné r_s je jejich součtem:

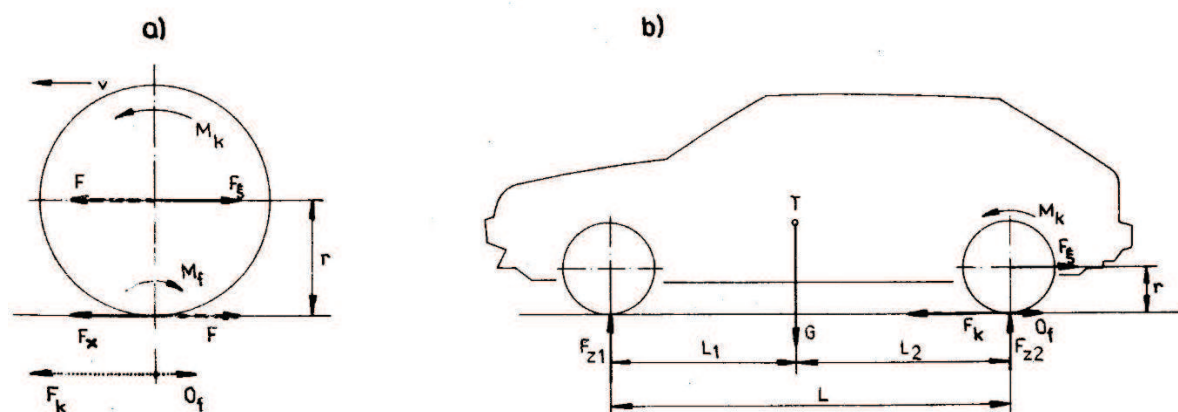
$$r_s = 115,5 + 165,1 = 280,6 \text{ mm} = 0,28 \text{ m}$$

3.5. Výpočet zatěžujících sil

V této kapitole vyšetřím síly při rozjezdu vozidla, brzdění vozidla a při průjezdu vozidla směrovým obloukem.

3.5.1. Rozjezd vozidla

Vozidlo, kterým se v práci zabývám, disponuje zadním pohonem. Při rozjezdu se přední náprava odlehčí a zadní se o velikost odlehčení přidavně zatíží. Výpočet této změny zatížení je založen na úvaze, že pokud chceme, aby došlo k valení kola ve směru vektoru rychlosti v , musíme nejprve na dané kolo přivést hnací moment M_k , který musí být větší jak odpor valení kola M_f , ($M_k > M_f$). Tento hnací moment na kole nahradíme silovou dvojicí. První působí v místě styku kola s vozovkou a druhá ve středu kola ve snaze posunout osu kola směrem dopředu. Hnací moment $M_k = F \cdot r$ vyvolá reakci v podobě momentů $F_x \cdot r$ a $F_\xi \cdot r$, kde v momentu $F_\xi \cdot r$ je zahrnut účinek odporu valení M_f viz obr. 66 a.



Obrázek 66 Vliv hanciho momentu na zatížení náprav: a) náhrada hanciho a reakčního momentu dvojicí sil, b) radiální reakce na nápravách, [3]

Reakční moment je vozidlem zachycen v místech styku vozidla s vozovkou a působení F_ξ způsobuje zmiňované odlehčení přední nápravy a přetížení zadní nápravy viz obr. 66 a. Výpočet vychází z rovnováhy sil a momentů:

$$\sum x = 0: F_k - O_f - F_\xi = 0 \rightarrow F_\xi = |F_x| = F_k - O_f$$

$$\sum z = 0: G - F_{Z1} - F_{Z2} = 0 \rightarrow G = F_{Z1} + F_{Z2}$$

$$\sum M = 0: F_{Z1} \cdot L - G \cdot L_2 + F_\xi \cdot r = 0 \rightarrow F_{Z1} = \frac{G \cdot L_2}{2} - \frac{F_\xi \cdot r}{L} = \frac{G \cdot L_2}{2} - \frac{(F_k - O_f) \cdot r}{L}$$

$$\sum M = 0: F_{Z2} \cdot L - G \cdot L_1 - F_\xi \cdot r = 0 \rightarrow F_{Z2} = \frac{G \cdot L_1}{2} + \frac{F_\xi \cdot r}{L} = \frac{G \cdot L_1}{2} + \frac{(F_k - O_f) \cdot r}{L}$$

kde:

F_k – hnací síla na kolech

O_f – odpor valení

F_ξ – reakční síla

r – rameno působení tj. poloměr kola

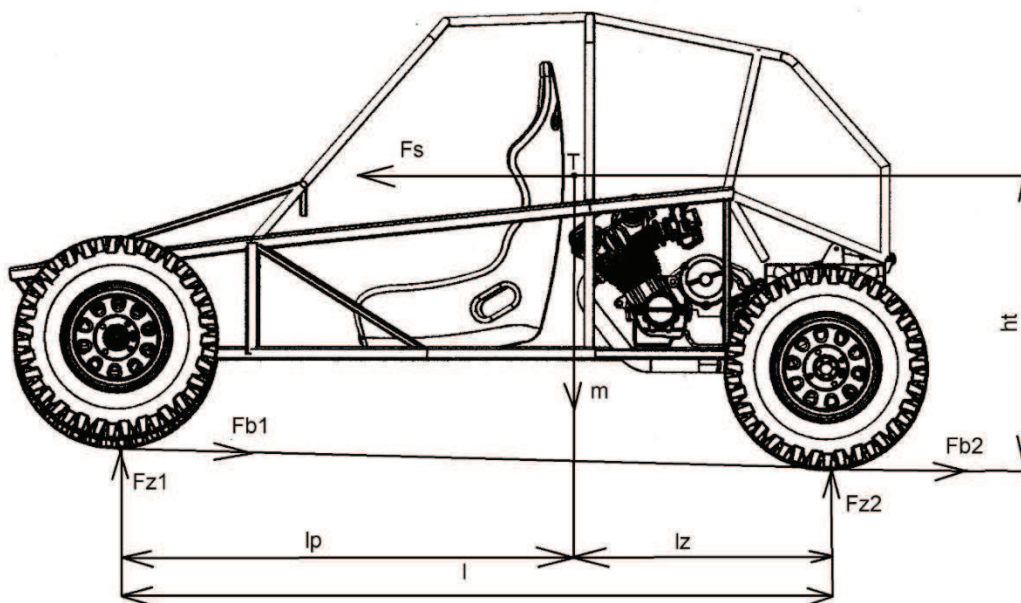
Příklad výpočtu rozdílu zatížení náprav při rozjezdu pro zařazený první rychlostní stupeň a otáčkách motoru 6000 min^{-1} , kdy velikost hodnoty $F_k = 2040,7 \text{ N}$ o odpovídající hodnota $O_f = 58,27 \text{ N}$.

$$F_{Z1} = \frac{G \cdot L_2}{2} - \frac{(F_k - O_f) \cdot r}{L} = \frac{396 \cdot 9,81 \cdot 0,76}{2} - \frac{(2040,7 - 58,27) \cdot 0,28}{2,2} = 1457,6 \text{ N}$$

$$F_{Z2} = \frac{G \cdot L_1}{2} + \frac{(F_k - O_f) \cdot r}{L} = \frac{396 \cdot 9,81 \cdot 1,44}{2} + \frac{(2040,7 - 58,27) \cdot 0,28}{2,2} = 3049,3 \text{ N}$$

Výpočtem hodnot ze zvoleného zadání bylo zjištěno, že přední náprava je zatížena silou 1457,6 N (148,6 kg) a zadní náprava je zatížena silou 3049,3 N (310,8 kg).

3.5.2. Brzdění vozidla



Obrázek 67 Síly při brzdění vozidla, [autor]

Při této situaci dochází k přidavnému zatížení přední nápravy a zároveň odlehčení zadní nápravy. U výpočtu nejdříve začneme strvačnou silou F_s :

$$F_s = m \cdot g \cdot \mu = 396 \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 3302 \text{ N}$$

kde:

F_s – setrvačná síla [N]

μ – součinitel přilnavosti [-]

Z rovnice rovnováhy momentů k zadnímu kolu vypočítám zatěžující sílu na přední nápravu:

$$F_{z1} \cdot l = G_v \cdot l_z + F_s \cdot h_t$$

$$F_{z1} = \frac{G \cdot l_z + F_s \cdot h_t}{l} = \frac{396 \cdot 9,81 \cdot 0,76 + 3302 \cdot 0,89}{2,2} = 2677,8 \text{ N}$$

$$m_{z1} = \frac{F_{z1}}{g} = \frac{2677,8}{9,81} = 272,9 \text{ kg}$$

Z původních 136 kg se při plném brzdění přitíží přední náprava na 272,9 kg. Rozdíl je tedy 136,9 kg a vyplývá z něj, že zatížení na přední nápravě se při plném brzdění zdvojnásobí.

Zatížení zadní nápravy z rovnice rovnováhy momentů k přednímu kolu:

$$F_{z2} = \frac{G \cdot l_p - F_s \cdot h_t}{l} = \frac{396 \cdot 9,81 \cdot 1,44 - 3302 \cdot 0,89}{2,2} = 1206,9 \text{ N}$$

$$m_{z2} = \frac{F_{z2}}{g} = \frac{1206,9}{9,81} = 123 \text{ kg}$$

O zmiňovaných 136,9 kg se odlehčila zadní náprava při plném brzdění.

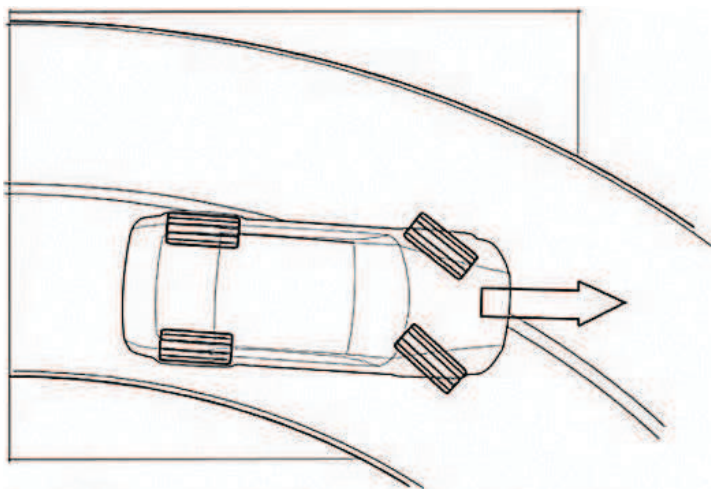
3.5.3. Jízda vozidla ve směrovém oblouku

Při porušení rovnováhy vnějších sil a momentů působících na vozidlo s reakcemi přenášenými na vozovku mohou nastat při jízdě směrovým obloukem tři kritické situace.

- Nedotáčivý smyk
- Přetáčivý smyk
- Převrácení vozidla

3.5.3.1. Nedotáčivý smyk

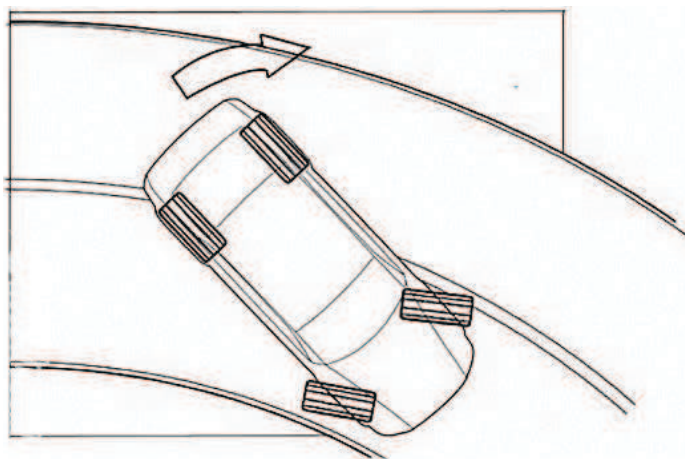
Při nedotáčivém smyku vozidlo pokračuje po tečně směrem ven ze zatáčky. Natočení volantů nedotáčení vozidla ještě více umocní. Následné brzdění u vozidel bez ABS způsobí zablokování předních kol a úplnou ztrátu říditelnosti vozidla. Náchylnější na nedotáčivý smyk jsou vozidla s přední hnací nápravou.



Obrázek 68 Nedotáčivý smyk, [8]

3.5.3.2. Přetáčivý smyk

Při přetáčivém smyku se zadní náprava snaží vozidlo tzv. předběhnout. Tato situace se řeší manévrem zvaným „kontra“, kdy se ubere plyn, sešlápne spojka a volant se natočí do opačného směru, než je směr oblouku. Na přetáčivý smyk jsou náchylnější vozidla se zadní hnací nápravou.



Obrázek 69 Přetáčivý smyk, [8]

3.5.3.3. Převrácení vozidla

K převrácení vozidla přispívá vysoko položené těžiště vozidla a vysoká nájezdová rychlost do směrového oblouku. V praxi dříve dojde ke smyku, než k samotnému převrácení. Ovšem může nastat případ, kdy např. při vysoké nájezdové rychlosti do směrového oblouku, získání přetáčivého smyku a nevhodného manévru řidiče, můžeme vozidlo dostat až do kolmé polohy k vozovce a jeho následnému překlopení.

Podmínka pro riziko smyku říká, že výsledná odstředivá síla musím být menší nebo rovna odstředivé síle zadní nápravy. Pokud tedy pojedeme takovou rychlostí, kdy bude plně využita adheze v příčném směru, ke smyku nedojde.

$$F_{os} \leq F_y$$

$$F_y = m_z \cdot g \cdot \mu_y = 260 \cdot 9,81 \cdot 0,85 = 2168 \text{ N}$$

Příklad výpočtu pro rychlost vozidla 100 km/h (27,7 m/s)

$$F_{os} = \frac{m_z \cdot v^2}{R} = \frac{260 \cdot 27,7^2}{100} = 2006 \text{ N}$$

$$F_{os} < F_y$$

Ve směrovém oblouku o poloměru 100 m a rychlosti 100 km/h nedojde ke smyku.

kde:

F_o – celková odstředivá síla [N]

F_y – odstředivá síla působící na zadní nápravě [N]

μ_y – součinitel adheze v příčném směru [-]

m_z – hmotnost zadní nápravy [kg]

v – rychlost vozidla [m/s]

R – poloměr oblouku [m]

Podmínka pro riziko překlopení říká, že výsledná odstředivá síla vynásobená výškovou souřadnicí polohy těžiště vozidla musí být menší nebo rovna tíze vozidla vynásobené polovinou rozchodu nápravy.

$$F_o \cdot h_t \leq G \cdot \frac{B}{2}$$

Z této rovnice můžeme jednoduše vypočítat, při jaké maximální hodnotě nedojde k překlopení vozidla:

$$F_{op} \leq \frac{G \cdot B}{h_t \cdot 2}$$

$$F_{op} \leq \frac{396 \cdot 9,81 \cdot 1,61}{0,89 \cdot 2}$$

$$F_{op} \leq 3513,7 \text{ N}$$

Převrácení vozidla nastane při překročení 3513,7 N. Porovnáním předchozích hodnot zjistíme, že smyk nastane dříve, než dojde k převrácení vozidla.

$$F_{os} < F_{op}$$

$$2006 \text{ N} \leq 3513,7 \text{ N}$$

4. Zjišťování dalších charakteristik

V této kapitole chci prezentovat uskutečněné praktické měření a jeho výsledky. Dále chci zjistit, jak se promítne změna sekundárního převodu do hodnot dynamických veličin.

4.1. Měření dynamických veličin

Zaměřím se na praktické zjištění dynamických veličin, které jsem již výpočetně zjistil v přechozí kapitole. Množství veličin, které jsem schopen zjistit, bude závislé od měřicího přístroje, který k měření zajistím. Vzhledem k možnostem bylo nejvhodnější volbou zapůjčení měřicího přístroje Performance box, kterým disponuje Institut dopravy.

4.1.1. Měřicí přístroj Performance box

Použitý přístroj pro mé měření se nazývá Performance box od firmy Racelogic. Přístroj pracuje na základě příjmu GPS signálu a zaznamenaná data ukládá na SD paměťovou kartu. Paměťová karta slouží jako přenosové médium a po načtení dat z karty můžeme na běžném počítači pomocí nainstalovaného softwaru data vyhodnocovat.

Lze měřit zrychlení (0-60, 0-100, 0-160, 0-200, a další), brzdnu dráhu (100-0, 60-0, a další), kombinované parametry (0-100-0, 0-160-0, a další), sprinty s pevným startem (100m, 200m, 402m, 1000m, a další).

Dále je přístroj schopen měřit data na okruhu, kde zaznamená přesný průjezd okruhem, který lze následně v softwaru zobrazit. Vyhodnocování v počítači lze numericky i graficky, kde se mohou porovnávat jednotlivá kola mezi sebou, porovnávat brzdné body, průjezdy zatáček, zjišťovat možné rezervy a tím zpracovat jak na zvolení nejvhodnější stopy jezdce, tak i na nastavení motoru, nastavení vozidla, a tím zrychlovat.

Přístroj také umožňuje měřit výkon přenesený na silnici. Počítá jednoduše podle definice výkonu, což je práce vypočtená z ujeté vzdálenosti za určitý časový úsek, přičemž se musí do přístroje zadat hmotnost vozidla. Odchyłky přístroje jsou uvedeny v tabulce 5.



Obrázek 70 Měřicí přístroj Performance box, [9]

Tabulka 5 Odchyłky přístroje Performance box, [10]

Odchyłky přístroje	
akcelarace	1 [%]
rychlost	0,2 [km/h]
vzdálenost	0,05 [%]
doba	0,1 [s]

4.1.2. Místo měření

Při výběru místa měření jsem si dal za cíl dodržet několik podmínek. Hlavním požadavkem bylo dodržení bezpečnosti, a to vybrání místa s nulovým provozem, aby nedošlo k žádným kolizím s ostatními účastníky silničního provozu. Dalším požadavkem bylo dodržení důvěryhodnosti měření. Na daném úseku nesměly být žádné překážky, vozovka měla mít dostatečnou délku a šířku, aby bylo možné dosáhnout požadovanou rychlost a následně bezpečně zastavit vozidlo.



Obrázek 71 Vozidlo na startu měřeného úseku, [autor]

4.1.3. Průběh měření

Vozidlo startovalo z klidu na rovném úseku s cílem dosažení rychlosti 70 km/h a následným bezpečným zastavením. Řazení rychlostních stupňů probíhalo v otáčkách, kdy motor disponuje nejvyšším krouticím momentem tj. při 8500 [min^{-1}]. Orientoval jsem se pomocí otáčkoměru na přístrojové desce. O aktuální hodnotě rychlosti jsem byl informován z displeje měřicího přístroje. Před zastavením došlo k otočení vozidla a následně z klidu probíhalo další měření směrem zpět. Celkem jsem provedl 8 měření.

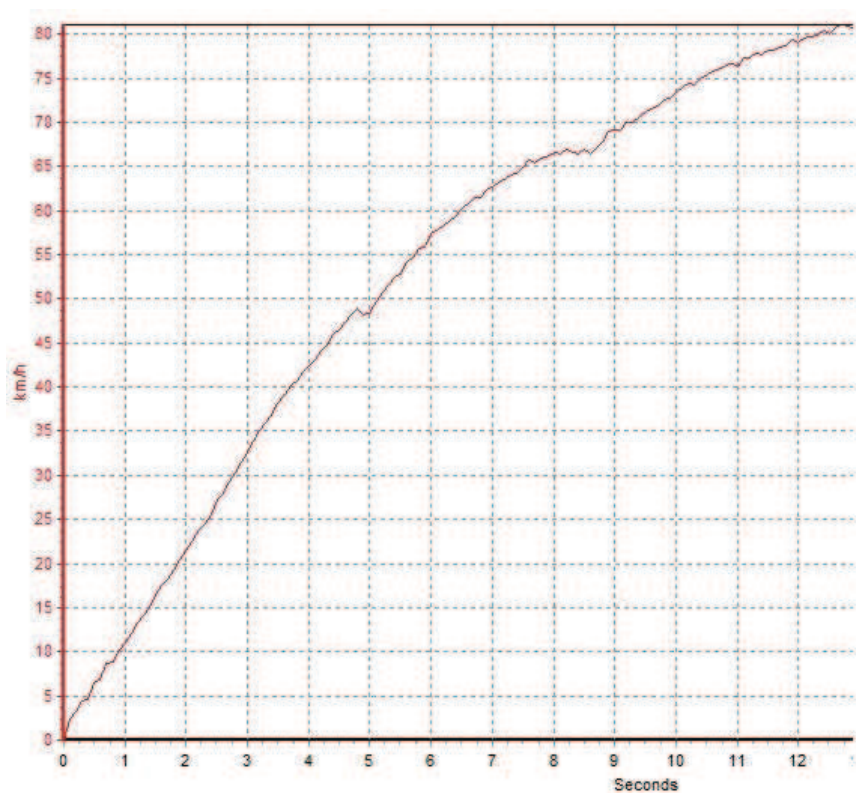
4.1.4. Naměřené hodnoty

Naměřené hodnoty jsem vyexportoval z programu Performance box Tools a provedená měření jsou uvedena v tabulce 6.

Tabulka 6 Naměřené hodnoty závislosti dosažené rychlosti na čase – [autor]

Měření č.:	1	2	3	4	5	6	7	8	Průměr
Rychlost [km/h]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]	Čas [s]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00
10	0,75	0,69	0,81	0,83	0,78	0,79	0,8	0,87	0,79
20	1,59	1,71	1,8	1,73	1,73	1,76	1,75	1,86	1,74
30	2,57	2,69	2,66	2,63	2,71	2,67	2,65	2,79	2,67
40	3,54	3,81	3,6	3,71	3,64	3,58	3,53	3,78	3,65
50	5,09	4,95	5,13	5,36	5	5,02	4,94	5,24	5,09
60	7,31	7,03	6,74	6,97	6,39	6,37	6,74	6,61	6,77
70	9,17	8,97	9,36	9,5	9,36	9,15	9,09	9,17	9,22

Z tabulky 6 vyplývá potřebný čas pro dosažení konkrétní hodnoty rychlosti vozidla. Např. pro dosažení rychlosti 50 km/h jsem potřeboval průměrně 5,09 vteřiny. Grafická interpretace např. měření číslo 7 ze softwaru je na obr 72.



Obrázek 72 Graf zrychlení pro měření č. 7, závislost rychlosti na čase, [autor]

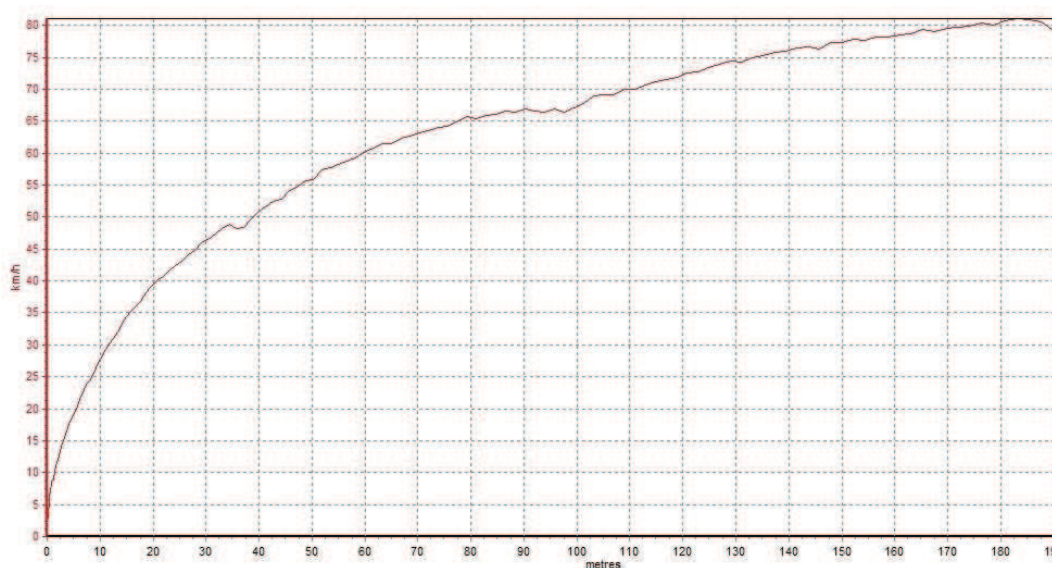
Z grafu je patrné, kdy došlo k přeřazení rychlostního stupně, a to z prvního na druhý stupeň při rychlosti 49 km/h a z druhého na třetí rychlostní stupeň při rychlosti 67 km/h. Tyto skutečnosti z tabulky nelze vyčíst.

Další možností bylo vyexportování dat závislosti dosažené rychlosti na ujeté dráze. Tyto hodnoty uvádím v tabulce 7.

Tabulka 7 Naměřené hodnoty závislosti dosažené rychlosti na ujeté dráze, [autor]

Měření č.:	1	2	3	4	5	6	7	8	Průměr
Rychlost [km/h]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]	Ujetá dráha [m]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0,00
10	1,26	1,09	1,26	1,33	1,32	1,34	1,36	1,38	1,29
20	4,76	5,29	5,4	5,04	5,26	5,4	5,36	5,46	5,25
30	11,54	12,07	11,39	11,37	12,09	11,67	11,61	11,92	11,71
40	21,01	22,94	20,54	21,85	21,19	20,57	20,28	21,55	21,24
50	40,06	37,26	39,61	42,11	38,29	38,74	37,97	40,04	39,26
60	74,92	68,46	64,52	66,91	59,61	59,5	65,93	61,13	65,12
70	108,4	103,67	111,2	112,03	112,2	109,94	108,19	107,59	109,15

Z tabulky vyplývá potřebná dráha pro dosažení konkrétní hodnoty rychlosti vozidla. Např. pro dosažení rychlosti 50 km/h jsem potřeboval průměrně 39,26 metru. Grafická interpretace měření např. měření číslo 7 ze softwaru je na obr. 73.



Obrázek 73 Graf zrychlení pro měření č. 7, závislost rychlosti na ujeté dráze, [autor]

Opět z grafu vyčteme, v jaké rychlosti došlo k přeřazení rychlostního stupně, hodnoty rychlostí při přeřazení odpovídají předešlému grafu na obr 72.

4.2. Statistické zpracování naměřených dat

Výstupy měření je vhodné statisticky zpracovat, kdy bereme v úvahu chyby měření. Tyto chyby mohou být způsobeny použitými měřicími přístroji, ale také obsluhou těchto přístrojů. Výstupem statistického zpracování je oblast hodnot s výskytem skutečných naměřených dat s určitou pravděpodobností. Cílem je vyloučení hrubých a systematických chyb.

4.2.1. Nejistoty měření

Parametr přidružený k výsledku měření, charakterizující míru rozptýlení hodnot, označujeme jako nejistota měření. Věnuji se třem standardním typům nejistot.

4.2.2. Standardní nejistota typu A

Tuto nejistotu způsobují náhodné vlivy, které nám nejsou známy. Hodnota této nejistoty se zmenšuje se zvětšujícím se počtem opakování měření.

Pro výpočet standardní nejistoty typu A je třeba nejdříve vypočítat aritmetické průměry pro naměřenou dobu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h a pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h.

Výpočet aritmetického průměru naměřené doby při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h:

$$\bar{t} = \frac{\sum_{i=1}^n t_i}{n} = \frac{9,17 + 8,97 + 9,36 + 9,5 + 9,36 + 9,15 + 9,09 + 9,17}{8} = 9,22 \text{ s}$$

kde:

\bar{t} - aritmetický průměr naměřené doby při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

t_i - doba při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h při i-tém měření [s]

n - počet měření [-]

Výpočet aritmetického průměru naměřené dráhy při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h:

$$\begin{aligned}\bar{x} &= \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{n} \\ &= \frac{108,4 + 103,67 + 111,2 + 112,03 + 112,2 + 109,94 + 108,19 + 107,59 + 109,15}{8} \\ &= 109,15 \text{ m}\end{aligned}$$

kde:

\bar{x} - aritmetický průměr naměřené doby při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

x_i - doba při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h při i-tém měření [m]

n - počet měření [-]

Výpočet standartní nejistoty typu A:

Pro naměřenou dobu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h:

$$\mu_A(t) = \sigma(\bar{t}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (t_i - \bar{t})^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{1,19}{8 - 1}} = 0,17 \text{ s}$$

kde:

$\mu_A(t)$ - standartní nejistota typu A pro naměřenou dobu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

$\sigma(\bar{t})$ - rozptyl aritmetického průměru naměřené doby při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

n - počet měření [-]

Pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h:

$$\mu_A(x) = \sigma(\bar{x}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} = \sqrt{\frac{19,88}{8 - 1}} = 2,84 \text{ m}$$

kde:

$\mu_A(x)$ - standartní nejistota typu A pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

$\sigma(\bar{x})$ - rozptyl aritmetického průměru naměřené dráhy při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

n - počet měření [-]

4.2.3. Standartní nejistota typu B

Tuto nejistotu způsobují nepřesnosti měřicího přístroje, vzniká tedy ze známých a odhadnutelných příčin. Hodnota této nepřesnosti nezávisí na počtu opakování měření.

Pro výpočet standardní nejistoty typu B je třeba znát nepřesnosti měřicího přístroje. Tyto údaje by měly být uvedeny v dokumentaci k měřicímu přístroji. K výpočtu třídy přesnosti měřicího přístroje potřebujeme znát maximální přípustnou absolutní chybu přístroje a měřicí rozsah přístroje. Měřicí přístroj Performance box není při zaznamenání času nebo ujeté dráhy nijak omezen. Jediné omezení má při měření rychlosti jízdy. Maximální přípustná absolutní chyba přístroje je 0,2 Km/h. Měřicí rozsah přístroje je od 0,1 Km/h do 1000 Mph=1609 km/h. Třída přesnosti se vypočítá:

$$T_p = \frac{\Delta y_{max}}{y_{max} - y_{min}} \cdot 100 = \frac{0,2}{1609 - 0,1} \cdot 100 = 0,012$$

kde:

T_p - třída přesnosti měření [-]

Δy_{max} - maximální přípustná absolutní chyba přístroje [Km/h]

$y_{max} - y_{min}$ - měřicí rozpětí přístroje [Km/h]

Výpočet standardní nejistoty typu B:

$$\mu_B(t) = \frac{T_p}{100} \cdot M \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = \frac{0,012}{100} \cdot 1609 \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,111 \text{ s}$$

$$\mu_B(x) = \frac{T_p}{100} \cdot M \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = \frac{0,012}{100} \cdot 1609 \cdot \frac{1}{\sqrt{3}} = 0,111 \text{ m}$$

kde:

$\mu_B(t)$ - standardní nejistota typu B pro naměřenou dobu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

$\mu_B(x)$ - standardní nejistota typu B pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

M - nejvyšší hodnota měřicího rozsahu pro rychlost vozidla

4.2.4. Kombinovaná standardní nejistota

Kombinovaná standardní nejistota je sumací kvadrátů standardních nejistot typu A a B. Tato nejistota udává, v jakém rozptylu od aritmetického průměru jsou naměřená data.

Výpočet kombinované standardní nejistoty:

Pro naměřenou dobu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h:

$$\mu_{C(t)} = \sqrt{\mu_A^2(t) + \mu_B^2(t)} = \sqrt{0,17^2 + 0,111^2} = 0,203 \text{ s}$$

kde:

$\mu_{C(t)}$ - kombinovaná standartní nejistota pro naměřenou dobu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

Pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h:

$$\mu_{C(x)} = \sqrt{\mu_A^2(x) + \mu_B^2(x)} = \sqrt{2,84^2 + 0,111^2} = 2,842 \text{ m}$$

kde:

$\mu_{C(x)}$ - kombinovaná standartní nejistota pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

4.2.5. Výpočet dolní a horní meze intervalu

Výpočet dolní a horní meze intervalu hodnot pro naměřený čas a naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h se stanoví podle vzorců:

$$DMI(t) = \bar{t} - \frac{\mu_{C(t)}}{2} = 9,22 - \frac{0,203}{2} = 9,11 \text{ s}$$

$$HMI(t) = \bar{t} + \frac{\mu_{C(t)}}{2} = 9,22 + \frac{0,203}{2} = 9,32 \text{ s}$$

$$DMI(x) = \bar{x} - \frac{\mu_{C(x)}}{2} = 109,15 - \frac{2,842}{2} = 107,73 \text{ m}$$

$$HMI(x) = \bar{x} + \frac{\mu_{C(x)}}{2} = 109,15 + \frac{2,842}{2} = 110,57 \text{ m}$$

kde:

DMI(t) - dolní mez intervalu pro naměřený čas při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

HMI(t) - horní mez intervalu pro naměřený čas při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [s]

DMI(x) - dolní mez intervalu pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

HMI(x) - horní mez intervalu pro naměřenou dráhu při dosáhnutí rychlosti vozidla 70 km/h [m]

Přehlednou interpretaci všech výsledků uvádím v tabulce č. 8.

Tabulka 8 Výsledky statistického zpracování, [autor]

Stanovení hodnot DMI a HMI					
Veličina	Nejistota typu A	Nejistota typu B	Kombinovaná nejistota	DMI	HMI
Čas [s]	0,17	0,11	0,2	9,11	9,32
Dráha [m]	2,84	0,11	2,84	107,73	110,57

Statistickým zpracováním bylo zjištěno, že hodnota naměřeného času při dosažení rychlosti vozidla 70 km/h leží v intervalu 9,11 až 9,32 s a hodnota ujeté dráhy při dosažení rychlosti vozidla 70 km/h leží v intervalu 107,73 až 110,57 m.

4.3. Ověření volby stálého převodu

Při návrhu stálého převodu jsem nebyl limitován žádnou podmínkou vycházející z pravidel určité soutěžní kategorie. Vozidlo bylo navrženo pro jízdu v terénu a o zúčastnění se např. autokrosové závody se prozatím neuvažovalo. Pro vozidlo pohybující se v terénu není primární dosažení co nejvyšší rychlosti, ale spíše vysoké hodnoty zrychlení. Vozům se optimalizuje převod dle trati, na které závodí. Především podle délky a počtu rovinek, poloměru oblouků a překonávaného stoupání. V této kapitole bych chtěl vyhodnotit použitý sekundární převod. Původní sekundární převod na motocyklu, z něhož mám použít motor, měl hodnotu 3. Nynější sekundární převod má hodnotu 4. Nastala pouze výměna původní rozety o 45 zubech rozetou o 60 zubech. Výstupem by mělo být, zda byl tento krok správným směrem.

Porovnání provedu výpočtem, kdy pro obě varianty provedu výpočet zrychlení na jednotlivé rychlostní stupně. Vypočtené hodnoty jednotlivých variant pak vyobrazím v grafu, a z něj vyhodnotím závěr. Hodnoty převodových poměrů jsou uvedeny v následujících tabulkách č. 9 a č. 10.

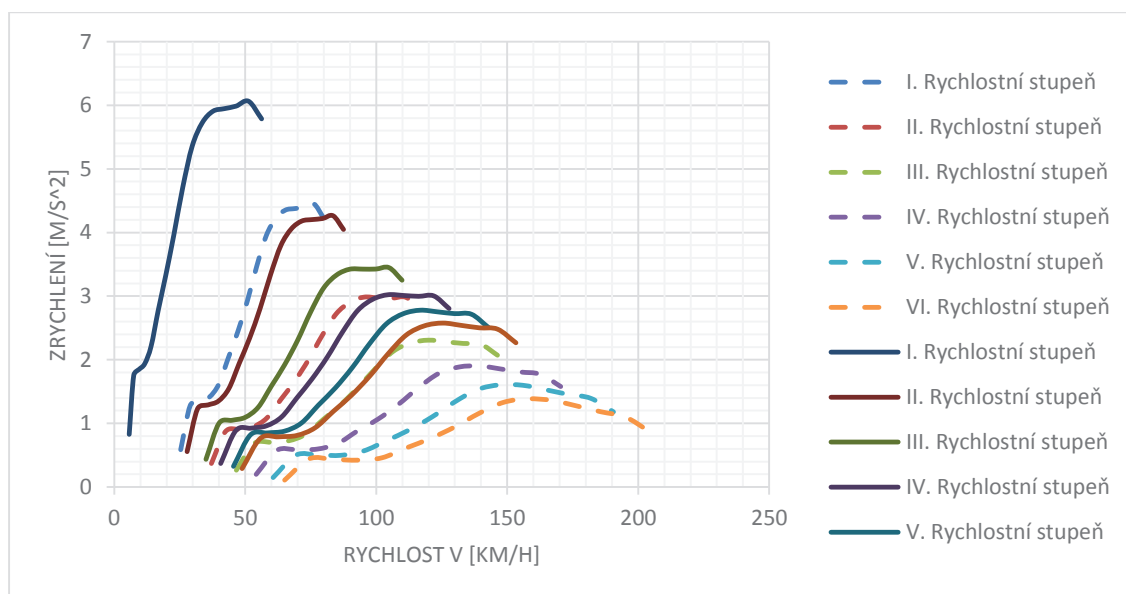
Tabulka 9 Převodové poměry s použitím motocyklové rozety o 45 zubech, [autor]

Motocyklový stálý převod s rozetou o 45 zubech				
Rychlostní stupeň [-]	Primární převod [-]	Převodový poměr [-]	Sekundární převod [-]	Celkový převod [-]
1.	1,71	2,85	3,00	14,58
2.		1,95		9,98
3.		1,55		7,94
4.		1,33		6,83
5.		1,19		6,11
6.		1,11		5,69

Tabulka 10 Převodové poměry s použitím vyrobené rozety o 60 zubech, [autor]

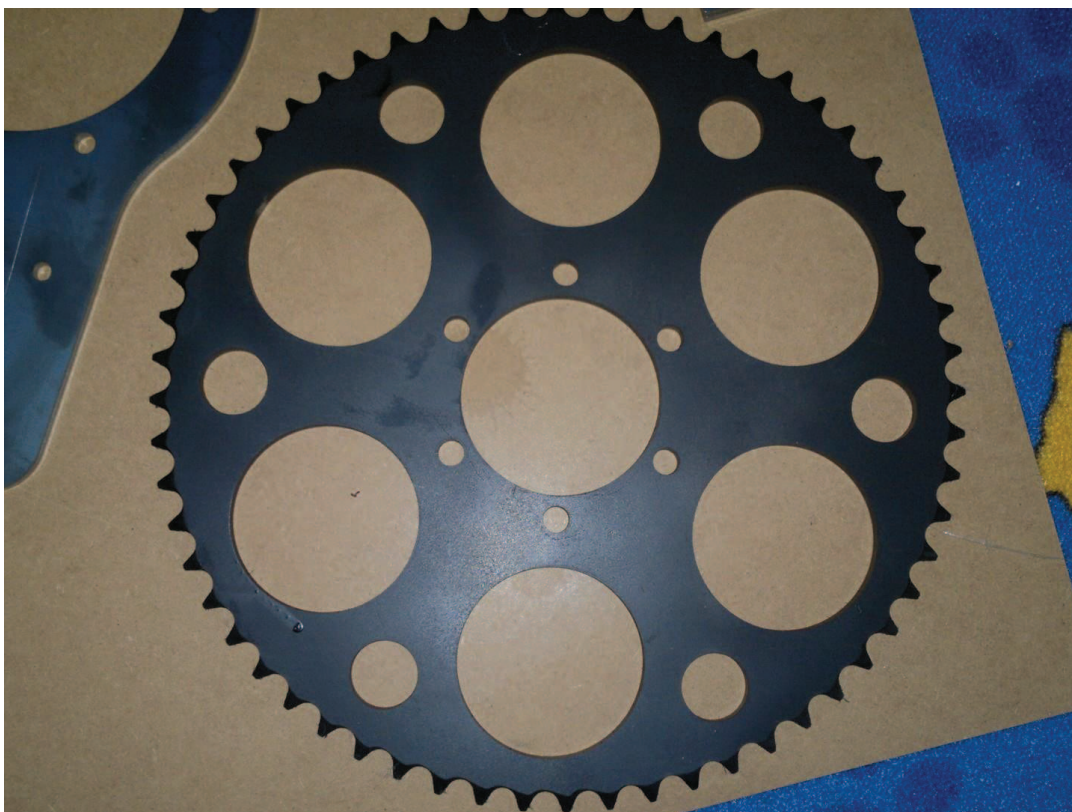
Použitý stálý převod s rozetou o 60 zubech				
Rychlostní stupeň [-]	Primární převod [-]	Převodový poměr [-]	Sekundární převod [-]	Celkový převod [-]
1.	1,71	2,85	4,00	19,44
2.		1,95		13,30
3.		1,55		10,59
4.		1,33		9,11
5.		1,19		8,14
6.		1,11		7,59

Zhotovené grafy jsem zahrnul do jednoho grafu z důvodu jednoznačné interpretace výsledku. Plné křivky zobrazují závislost zrychlení na rychlosti s použitou rozetou o 60 zubech, čárkované křivky použití rozety o 45 zubech.



Obrázek 74 Graf závislosti zrychlení na rychlosti při použití jednotlivých rozet, [autor]

Na vyobrazeném grafu je patrný významný nárůst zrychlení na každý rychlostní stupeň při použití rozety se 60 zuby. Zrychlení při zařazeném prvním rychlostním stupni vzrostlo z původního maxima $4,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ na současných $6,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$. Oproti vzrůstu zrychlení došlo ke snížení dosahované rychlosti na jednotlivé rychlostní stupně a bude tedy kratší interval mezi řazením jednotlivých rychlostních stupňů. Hodnota maximální rychlosti vozidla poklesla z původních 204,4 km/h na 153,3 km/h. Dle těchto údajů soudím, že výměna původní rozety novou byl krok správným směrem. Výrazně se zlepšily hodnoty zrychlení na úkor rychlostí na jednotlivé rychlostní stupně, ale využití původní maximální rychlosti v terénu by bylo velmi nevhodné. Vyrobená rozeta se 60 zuby je na obr. 75.



Obrázek 75 Použitá rozeta se 60 zuby, [autor]

5. Zhodnocení a doporučení

Ve zhodnocení se zaměřím na porovnání naměřených hodnot s odpovídajícími hodnotami vypočtenými, a v následném doporučení chci nastínit další možné úpravy, které bych chtěl na vozidle v budoucnu zrealizovat za účelem zlepšení stávajících dynamických vlastností.

5.1. Porovnání měřených veličin s vypočtenými

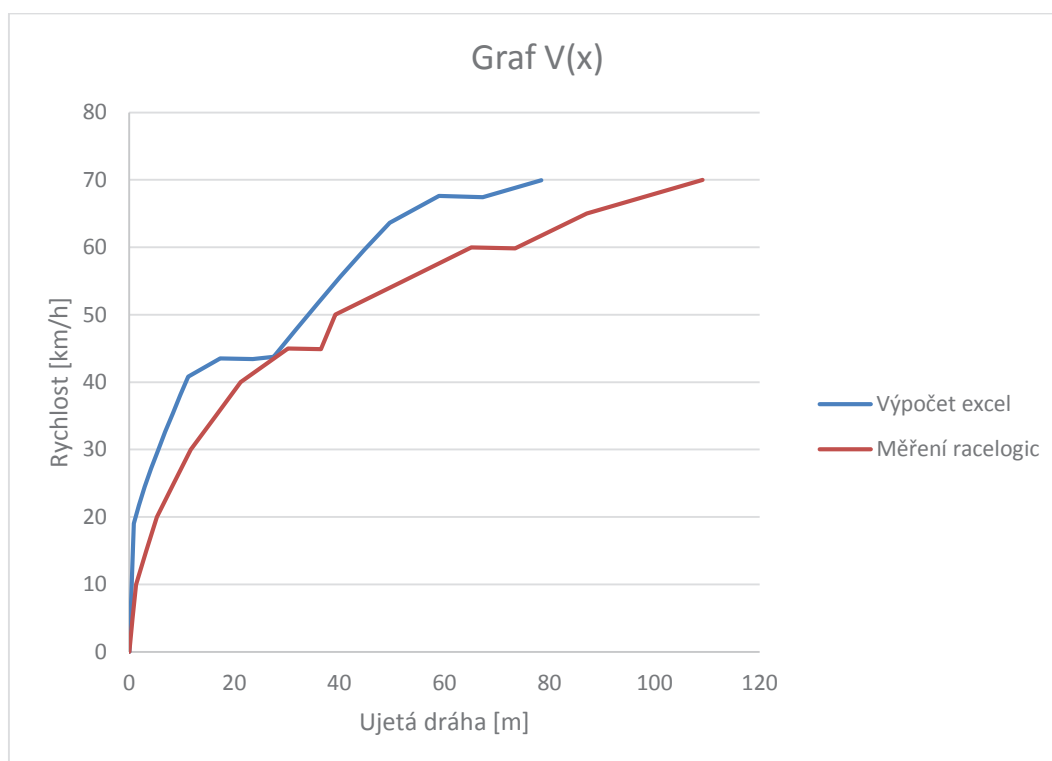
V softwaru pro zpracování dat z Performance boxu jsem pracoval se dvěma typy grafů. Prvním typem byl graf závislosti rychlosti na čase, druhým typem byl graf závislosti rychlosti na dráze. Tyto grafy následně zpracuji výpočetně a vzájemně porovnám. Při digitalizaci dat jednotlivých grafů z prostředí Performance Tools do Excelu jsem využil vyexportovaných tabulek číslo 6 a číslo 7.

Pro porovnání jsem vybral naměřené průměrné hodnoty a počítal s dodržení řazení z prvního rychlostního stupně na druhý rychlostní stupeň při rychlosti 45 km/h a řazení z druhého rychlostního stupně na třetí rychlostní stupeň při rychlosti 60 km/h. S těmito

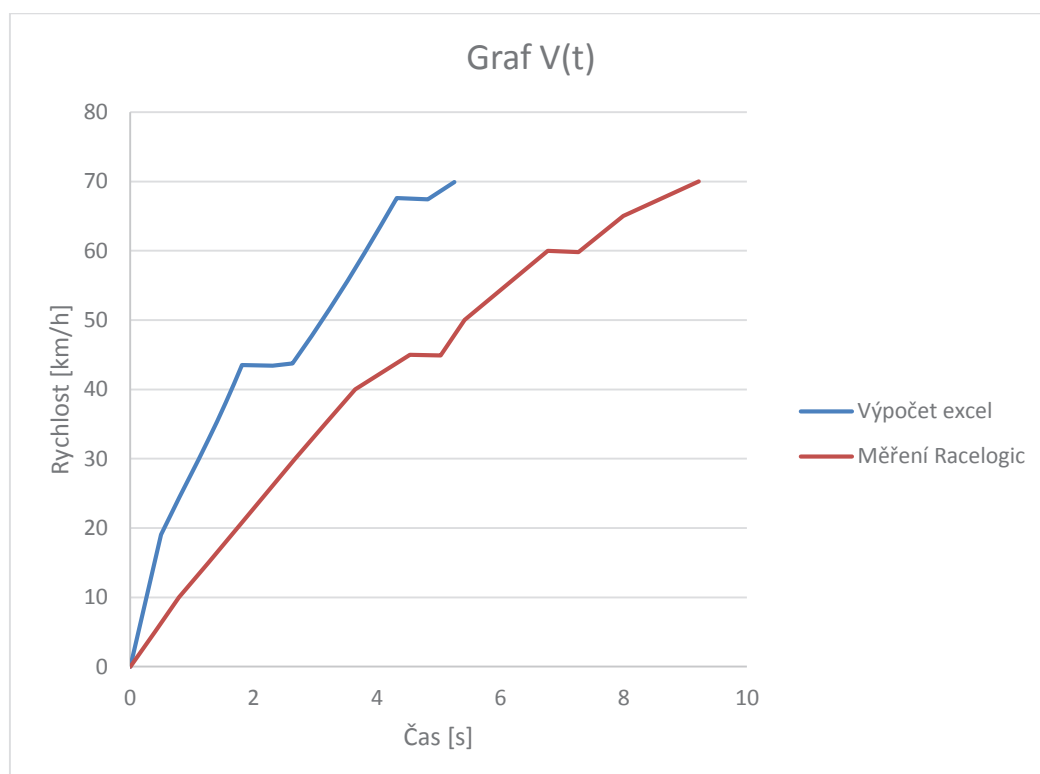
hodnotami rychlosti jsem počítal i při výpočtech. Dobu délky řazení jsem zvolil 5 s. Reálná délka řazení se kolem 5s opravdu pohybovala i při měření. Velikost zpomalení vozidla při řazení byla vypočtena dle vzorce: $a = -\frac{0_f - 0_v}{m}$, součinitel odporu rotačních částí jsem zanedbal. Výpočet rozjezdu vozidla byl proveden pouze do rychlosti 70 km/h, do které probíhalo i měření. Výpočet vychází z dynamické charakteristiky vozidla a data jsou uvedena v tabulce 11, grafickou podobu srovnání rozjezdu jsem uvedl na obr. 76 a obr. 77. Další interpretace výsledků je ve formě sloupcových grafů na obr. 78 a obr. 79.

Tabulka 11 Porovnávání data, [autor]

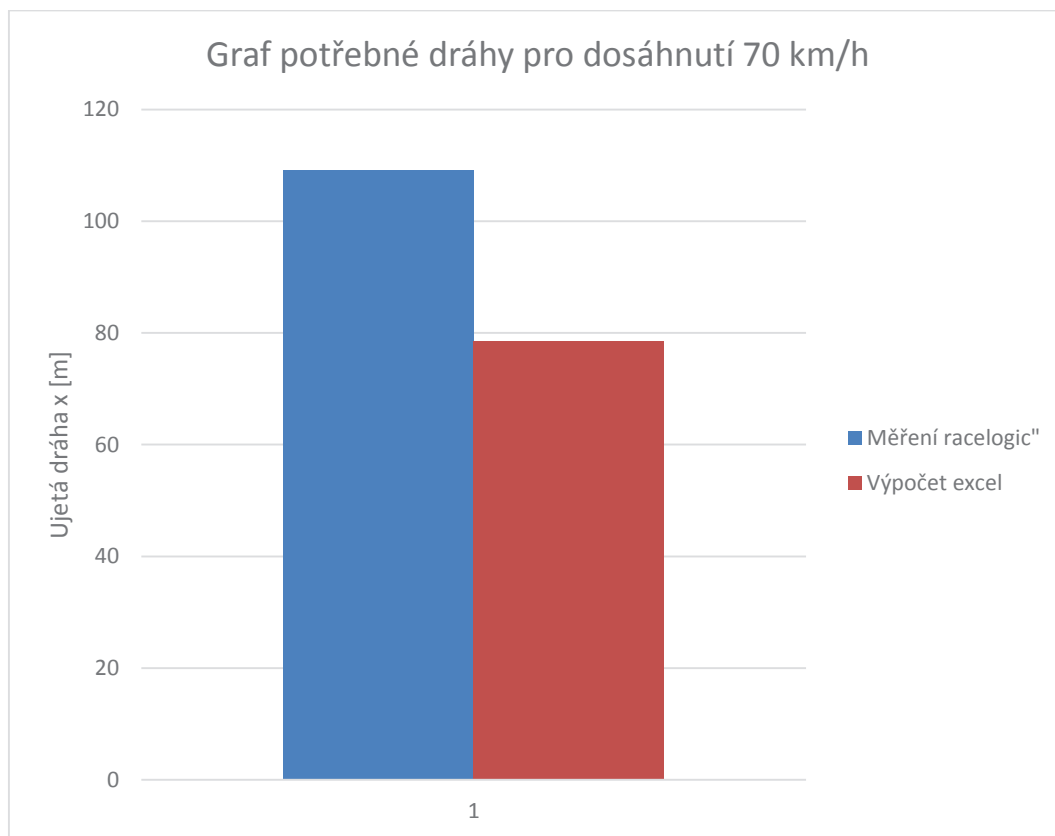
Porovnávání data								
R. stupeň	Graf V(x)				Graf V(t)			
	Vypočítaná data		Naměřená data		Vypočítaná data		Naměřená data	
	V [km/h]	x [m]	V [km/h]	x [m]	V [km/h]	t [s]	V [km/h]	t [s]
I. RS	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	19,04	0,86	5,00	0,65	19,04	0,50	5,00	0,40
	21,76	1,82	10,00	1,29	21,76	0,65	10,00	0,79
	24,48	2,92	15,00	3,27	24,48	0,80	15,00	1,27
	27,20	4,16	20,00	5,25	27,20	0,95	20,00	1,74
	29,92	5,48	25,00	8,48	29,92	1,11	25,00	2,21
	32,64	6,87	30,00	11,71	32,64	1,26	30,00	2,67
	35,36	8,29	35,00	16,48	35,36	1,41	35,00	3,16
	38,08	9,74	40,00	21,24	38,08	1,55	40,00	3,65
	40,80	11,25	45,00	30,25	40,80	1,68	45,00	4,54
Řazení. II.RS	43,52	17,30	44,88	36,50	43,52	1,81	44,88	5,04
II. RS	43,40	23,55	50,00	39,26	43,40	2,31	50,00	5,42
	43,74	27,50	55,00	52,19	43,74	2,63	55,00	6,10
	47,72	31,64	60,00	65,12	47,72	2,94	60,00	6,77
Řazení. III.RS	51,69	35,90	59,82	73,45	51,69	3,24	59,82	7,27
III. RS	55,67	40,25	65,00	87,14	55,67	3,53	65,00	8,00
	59,64	44,79	70,00	109,15	59,64	3,80	70,00	9,22
	63,62	49,57	-	-	63,62	4,06	-	-
	67,60	58,97	-	-	67,60	4,33	-	-
	67,42	67,30	-	-	67,42	4,83	-	-
	70,00	78,44	-	-	70,00	5,26	-	-



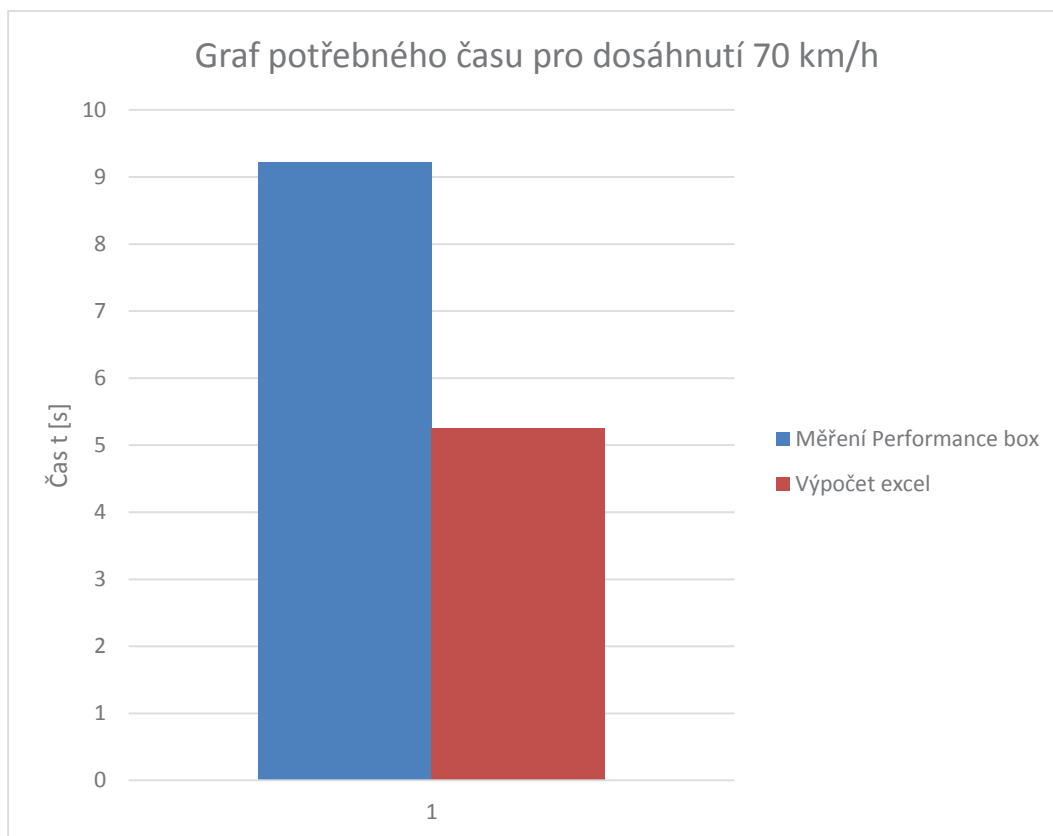
Obrázek 76 Graf rozjezdu vozidla V(x), [autor]



Obrázek 77 Graf rozjezdu vozidla V(t), [autor]



Obrázek 78 Graf potřebné dráhy pro dosáhnutí 70 km/h



Obrázek 79 Graf potřebného času pro dosáhnutí 70 km/h

Teoretické hodnoty dosahují lepších výsledků. Vozidlo mělo dosáhnout rychlosti 70 km/h za 5,26s a na dráze 78,44m, avšak této rychlosti dosáhlo za 9,22s a na dráze 109,15m. Rozdíl vypočtené a naměřené doby pro dosažení rychlosti 70 km/h je 3,96 s a rozdíl potřebné dráhy k dosažení této rychlosti je 30,7 metru. Důvodem může být nepřesná hodnota součinitelů jednotlivých odporů ve výpočtu, které bylo třeba volit. Dalším faktorem mohl být nepatrný protivítr při měření a prokluz kol při startu měření. Velikost možných odchylek měření je uvedena ve statistickém zpracování měření. Dalším důvodem tohoto rozdílu může být výkon motoru, který za svá léta provozu jistě není ve 100%-ní kondici a nebylo možné provést odborné seřízení chodu motoru. Hlavním důvodem takového rozdílu bude především skutečnost, že při prohlídce vozidla v dílně po měření se zjistilo uvolnění levé poloosy. Měření tedy probíhalo pouze při hnaném pravém zadním kole vozidla. Po následném prohlédnutí místa měření lze tvrzení potvrdit. Pouze za pravým kolem zůstaly stopy po prokluzu kol při rozjezdu. Jsem přesvědčen, že při novém měření, kdy bude vozidlo v kondici, dosáhnou lepších výsledků. Z časových důvodů momentálně nejsem schopen vozidlo opravit a provést nové měření. Získané měření tedy považuji pouze za přibližné.

5.2. Doporučení

Z hlediska zlepšení dynamických vlastností bych se měl v budoucnu zaměřit na snížení váhy vozidla. Komponenty vozidla byly voleny především s ohledem na finanční náročnost a jednoduchost výroby, proto kritériu hmotnosti nebyla kladena náležitá váha. Následně bych se měl zaměřit na samotné umístění komponent. Nižší výšková poloha komponent by znamenala i snížení výškové polohy těžiště a následné zlepšení dynamických vlastností vozidla. Na výkonu motoru a následného zpřevodování momentálně nemám vyšší nároky. Vše se bude odvíjet od budoucího využívání vozidla.

6. Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval dynamickými vlastnostmi a charakteristikami vybraného vozidla. Pro práci jsem vybral vozidlo, které jsem doma vyrobil. Vozidlo jsem vyrobil podle dostupné výkresové dokumentace a pomocí běžného dílenského vybavení a nářadí. Kvůli dodržení nízkého rozpočtu jsem se musel často pouštět do úprav např. již použitých dílů. V úvodu práce jsem tyto nejvýznamnější úpravy popsal. Hlavní náplní práce byl výpočet dynamických vlastností a charakteristik vozidla, reálné měření dynamických

veličin a následné porovnání. Ve výpočtu se věnuji odporům, které působí na vozidlo při jízdě, charakteristikou spalovacího motoru, zhotovuji rychlostní charakteristiku sil a výkonů, dynamickou charakteristiku, rozjezdové charakteristiky vozidla atd. Při reálném měření jsem byl schopen změřit rozjezdové charakteristiky, a to závislost rychlosti vozidla na čase a závislost rychlosti vozidla na ujeté dráze. Měření jsem zpracoval i statisticky, kde jsem vypočítal odchylky měření. Výsledky výpočtů a měření jsem porovnal v tabulce a následně i graficky. Naměřené hodnoty značně zaostávaly za hodnotami naměřenými. Při hledání hlavní příčiny bylo zjištěno, že největší mírou ovlivnil měření technický stav vozidla, kdy došlo k uvolnění šroubů na jedné z poloos. V závěru práce jsem navrhnul možné budoucí kroky ke zlepšení dynamických vlastností mého vozidla.

7. Seznam použitých pramenů

- [1] The Piranha Buggy Plans, dostupné na: <http://eziplans.com/piranha>
- [2] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel., Brno 2003
- [3] Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy I., Bratislava 1990
- [4] Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II., Bratislava 1990
- [5] Král, V.: Stavba automobilů pro autokros, Praha 1977
- [6] Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno 1989
- [7] Dynojet FZR 600 <http://www.fzrarchives.com/>
- [8] <http://www.topdrive.cz/clanky/topdrive-navod-pro-ridice-jak-prezit-zimu/>
- [9] <http://www.vboxmotorsport.co.uk/index.php/en/products/performance-meters/performancebox>
- [10] Racelogic Performance box manual
- [11] <http://www1.fs.cvut.cz/cz/u12110/tem/nejistoty/nejistoty1.pdf>
- [12] Wikipedie otevřená encyklopedie, dostupná na <http://cs.wikipedia.org>

8. Přílohy

8.1. Příloha č. 1 – základní parametry vozidla

Motor	Otáčky	Výkon motoru	Krouticí moment motoru
	n [1/min]	Pm [kW]	Mm [Nm]
1	3500	10	52,7
2	4000	20	56,7
3	4500	21	55,7
4	5000	22	54,7
5	5500	25	53,7
6	6000	31	55,7
7	6500	37	57,7
8	7000	44	61,7
9	7500	52	63,7
10	8000	59	64,7
11	8500	63	65,7
12	9000	65	63,7
13	9500	65,5	62,7
14	10000	66	60,7
15	10500	66,9	57,7
16	11000	64	54,7

Převodovka			
	Ip [-]	Is [-]	Ic [-]
I.	2,846	6,832	19,443872
II.	1,947	6,832	13,301904
III.	1,550	6,832	10,5896
IV.	1,333	6,832	9,107056
V.	1,192	6,832	8,143744
VI.	1,111	6,832	7,590352

m vozidla [kg]	396	hmotnost řidiče [kg]	75
Sx	0,785	δI	1,5
Cx	0,4	δII	1,41
G celkové [N]	4620,51	δIII	1,32
π	3,14	δVI	1,23
Kolo	165/70R13	δV	1,14
Rd [m]	0,2806	δVI	1,1
		účinnost	0,95

8.2. Příloha č. 2 – výpočty parametrů vozidla pro jednotlivé rychlostní stupně

I. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	Fk [N]	Pk [kW]	V [km/h]	Ov [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	3469,1998	18,3498	19,0416	5,6926	0,7496	0,0150	69,3077
4000	3732,5166	22,5629	21,7618	7,4352	0,8062	0,0150	69,3077
4500	3666,6874	24,9356	24,4821	9,4101	0,7915	0,0150	69,3077
5000	3600,8582	27,2088	27,2023	11,6175	0,7768	0,0150	69,3077
5500	3535,0290	29,3825	29,9225	14,0571	0,7620	0,0150	69,3077
6000	3666,6874	33,2474	32,6428	16,7291	0,7899	0,0150	69,3077
6500	3798,3458	37,3114	35,3630	19,6335	0,8178	0,0150	69,3077
7000	4061,6627	42,9670	38,0832	22,7702	0,8741	0,0150	69,3077
7500	4193,3211	47,5283	40,8035	26,1393	0,9019	0,0150	69,3077
8000	4259,1504	51,4928	43,5237	29,7407	0,9154	0,0150	69,3077
8500	4324,9796	55,5567	46,2439	33,5744	0,9288	0,0150	69,3077
9000	4193,3211	57,0340	48,9641	37,6406	0,8994	0,0150	69,3077
9500	4127,4919	59,2575	51,6844	41,9390	0,8842	0,0150	69,3077
10000	3995,8335	60,3866	54,4046	46,4698	0,8547	0,0150	69,3077
10500	3798,3458	60,2722	57,1248	51,2330	0,8110	0,0150	69,3077
11000	3600,8582	59,8593	59,8451	56,2285	0,7672	0,0150	69,3077
n [1/min]	Ov+Of [N]	(Ov+Of)*v [kW]	a [m/s^2]	v [m/s]	Ph-f [N/N]	a/g	
3500	75,0002	0,3967	4,8042	5,2893	0,7346	0,4897	
4000	76,7428	0,4639	5,1745	6,0450	0,7912	0,5275	
4500	78,7178	0,5353	5,0785	6,8006	0,7765	0,5177	
5000	80,9251	0,6115	4,9822	7,5562	0,7618	0,5079	
5500	83,3648	0,6929	4,8856	8,3118	0,7470	0,4980	
6000	86,0368	0,7801	5,0682	9,0674	0,7749	0,5166	
6500	88,9411	0,8737	5,2504	9,8231	0,8028	0,5352	
7000	92,0779	0,9741	5,6187	10,5787	0,8591	0,5727	
7500	95,4469	1,0818	5,8002	11,3343	0,8869	0,5913	
8000	99,0483	1,1975	5,8883	12,0899	0,9004	0,6002	
8500	102,8821	1,3216	5,9761	12,8455	0,9138	0,6092	
9000	106,9482	1,4546	5,7840	13,6012	0,8844	0,5896	
9500	111,2467	1,5971	5,6847	14,3568	0,8692	0,5795	
10000	115,7775	1,7497	5,4919	15,1124	0,8397	0,5598	
10500	120,5406	1,9127	5,2057	15,8680	0,7960	0,5306	
11000	125,5361	2,0869	4,9191	16,6236	0,7522	0,5014	

II. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	Fk [N]	Pk [kW]	V [km/h]	Ov [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	2373,3422	18,3498	27,8338	12,1631	0,5110	0,0150	69,3077
4000	2553,4820	22,5629	31,8101	15,8865	0,5492	0,0150	69,3077
4500	2508,4471	24,9356	35,7863	20,1064	0,5385	0,0150	69,3077
5000	2463,4121	27,2088	39,7626	24,8227	0,5278	0,0150	69,3077
5500	2418,3772	29,3825	43,7388	30,0355	0,5169	0,0150	69,3077
6000	2508,4471	33,2474	47,7151	35,7447	0,5352	0,0150	69,3077
6500	2598,5170	37,3114	51,6914	41,9503	0,5533	0,0150	69,3077
7000	2778,6568	42,9670	55,6676	48,6525	0,5908	0,0150	69,3077
7500	2868,7267	47,5283	59,6439	55,8511	0,6088	0,0150	69,3077
8000	2913,7617	51,4928	63,6201	63,5461	0,6169	0,0150	69,3077
8500	2958,7966	55,5567	67,5964	71,7376	0,6248	0,0150	69,3077
9000	2868,7267	57,0340	71,5727	80,4255	0,6035	0,0150	69,3077
9500	2823,6918	59,2575	75,5489	89,6099	0,5917	0,0146	67,3024
10000	2733,6219	60,3866	79,5252	99,2908	0,5701	0,0150	69,0937
10500	2598,5170	60,2722	83,5014	109,4681	0,5387	0,0153	70,8850
11000	2463,4121	59,8593	87,4777	120,1418	0,5071	0,0157	72,6763
n [1/min]	Ov+Of [N]	(Ov+Of)*v [kW]	a [m/s^2]	v [m/s]	Ph-f [N/N]	a/g	
3500	81,4708	0,6299	3,4510	7,7316	0,4960	0,3518	
4000	85,1942	0,7528	3,7167	8,8361	0,5342	0,3789	
4500	89,4140	0,8888	3,6425	9,9406	0,5235	0,3713	
5000	94,1303	1,0397	3,5676	11,0452	0,5128	0,3637	
5500	99,3431	1,2070	3,4919	12,1497	0,5019	0,3560	
6000	105,0523	1,3924	3,6190	13,2542	0,5202	0,3689	
6500	111,2580	1,5975	3,7453	14,3587	0,5383	0,3818	
7000	117,9601	1,8240	4,0064	15,4632	0,5758	0,4084	
7500	125,1587	2,0736	4,1312	16,5677	0,5938	0,4211	
8000	132,8537	2,3478	4,1874	17,6723	0,6019	0,4269	
8500	141,0452	2,6484	4,2429	18,7768	0,6098	0,4325	
9000	149,7332	2,9769	4,0942	19,8813	0,5885	0,4173	
9500	156,9124	3,2929	4,0156	20,9858	0,5772	0,4093	
10000	168,3845	3,7197	3,8627	22,0903	0,5552	0,3937	
10500	180,3531	4,1833	3,6412	23,1948	0,5234	0,3712	
11000	192,8182	4,6854	3,4190	24,2994	0,4914	0,3485	

III. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	Fk [N]	Pk [kW]	V [km/h]	Ov [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	1889,4096	18,3498	34,9629	19,1917	0,4048	0,0150	69,3077
4000	2032,8183	22,5629	39,9576	25,0667	0,4345	0,0150	69,3077
4500	1996,9661	24,9356	44,9522	31,7251	0,4253	0,0150	69,3077
5000	1961,1139	27,2088	49,9469	39,1667	0,4160	0,0150	69,3077
5500	1925,2617	29,3825	54,9416	47,3918	0,4064	0,0150	69,3077
6000	1996,9661	33,2474	59,9363	56,4001	0,4200	0,0150	69,3077
6500	2068,6704	37,3114	64,9310	66,1918	0,4334	0,0150	69,3077
7000	2212,0791	42,9670	69,9257	76,7668	0,4621	0,0150	69,3077
7500	2283,7835	47,5283	74,9204	88,1252	0,4752	0,0145	67,0193
8000	2319,6357	51,4928	79,9151	100,2668	0,4803	0,0150	69,2694
8500	2355,4878	55,5567	84,9098	113,1919	0,4853	0,0155	71,5195
9000	2283,7835	57,0340	89,9045	126,9002	0,4668	0,0160	73,7696
9500	2247,9313	59,2575	94,8992	141,3919	0,4559	0,0165	76,0197
10000	2176,2270	60,3866	99,8939	156,6669	0,4371	0,0169	78,2698
10500	2068,6704	60,2722	104,8886	172,7253	0,4103	0,0174	80,5199
11000	1961,1139	59,8593	109,8833	189,5670	0,3834	0,0179	82,7701
n [1/min]	Ov+Of [N]	(Ov+Of)*v [kW]	a [m/s^2]	v [m/s]	Ph-f [N/N]	a/g	
3500	88,4994	0,8595	2,8967	9,7119	0,3898	0,2953	
4000	94,3744	1,0475	3,1179	11,0993	0,4195	0,3178	
4500	101,0327	1,2616	3,0495	12,4867	0,4103	0,3109	
5000	108,4744	1,5050	2,9799	13,8741	0,4010	0,3038	
5500	116,6994	1,7810	2,9090	15,2616	0,3914	0,2965	
6000	125,7078	2,0929	3,0098	16,6490	0,4050	0,3068	
6500	135,4994	2,4439	3,1094	18,0364	0,4184	0,3170	
7000	146,0745	2,8373	3,3230	19,4238	0,4471	0,3387	
7500	155,1445	3,2287	3,4238	20,8112	0,4607	0,3490	
8000	169,5362	3,7635	3,4583	22,1986	0,4653	0,3525	
8500	184,7114	4,3566	3,4916	23,5861	0,4698	0,3559	
9000	200,6698	5,0114	3,3506	24,9735	0,4508	0,3415	
9500	217,4116	5,7312	3,2660	26,3609	0,4395	0,3329	
10000	234,9368	6,5191	3,1225	27,7483	0,4201	0,3183	
10500	253,2453	7,3785	2,9200	29,1357	0,3929	0,2977	
11000	272,3371	8,3126	2,7163	30,5231	0,3655	0,2769	

IV. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	Fk [N]	Pk [kW]	V [km/h]	Ov [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	1624,8922	18,3498	40,6545	25,9488	0,3461	0,0150	69,3077
4000	1748,2237	22,5629	46,4623	33,8923	0,3710	0,0150	69,3077
4500	1717,3908	24,9356	52,2701	42,8949	0,3624	0,0150	69,3077
5000	1686,5580	27,2088	58,0778	52,9566	0,3536	0,0150	69,3077
5500	1655,7251	29,3825	63,8856	64,0775	0,3445	0,0150	69,3077
6000	1717,3908	33,2474	69,6934	76,2576	0,3552	0,0150	69,3077
6500	1779,0566	37,3114	75,5012	89,4967	0,3657	0,0146	67,2809
7000	1902,3881	42,9670	81,3090	103,7950	0,3893	0,0151	69,8973
7500	1964,0538	47,5283	87,1168	119,1525	0,3993	0,0157	72,5137
8000	1994,8867	51,4928	92,9245	135,5690	0,4024	0,0163	75,1301
8500	2025,7195	55,5567	98,7323	153,0447	0,4053	0,0168	77,7466
9000	1964,0538	57,0340	104,5401	171,5795	0,3879	0,0174	80,3630
9500	1933,2209	59,2575	110,3479	191,1735	0,3770	0,0180	82,9794
10000	1871,5552	60,3866	116,1557	211,8266	0,3592	0,0185	85,5958
10500	1779,0566	60,2722	121,9635	233,5388	0,3345	0,0191	88,2122
11000	1686,5580	59,8593	127,7712	256,3102	0,3095	0,0197	90,8286
n [1/min]	Ov+Of [N]	(Ov+Of)*v [kW]	a [m/s^2]	v [m/s]	Ph-f [N/N]	a/g	
3500	95,2564	1,0757	2,6404	11,2929	0,3311	0,2691	
4000	103,1999	1,3319	2,8395	12,9062	0,3560	0,2895	
4500	112,2025	1,6291	2,7708	14,5195	0,3474	0,2824	
5000	122,2643	1,9725	2,7002	16,1327	0,3386	0,2752	
5500	133,3852	2,3671	2,6278	17,7460	0,3295	0,2679	
6000	145,5652	2,8180	2,7132	19,3593	0,3402	0,2766	
6500	156,7777	3,2880	2,8003	20,9726	0,3511	0,2855	
7000	173,6924	3,9230	2,9840	22,5858	0,3741	0,3042	
7500	191,6662	4,6381	3,0594	24,1991	0,3836	0,3119	
8000	210,6992	5,4386	3,0797	25,8124	0,3861	0,3139	
8500	230,7913	6,3296	3,0983	27,4256	0,3885	0,3158	
9000	251,9425	7,3161	2,9553	29,0389	0,3705	0,3013	
9500	274,1529	8,4034	2,8638	30,6522	0,3591	0,2919	
10000	297,4224	9,5965	2,7172	32,2655	0,3407	0,2770	
10500	321,7510	10,9005	2,5155	33,8787	0,3154	0,2564	
11000	347,1388	12,3207	2,3120	35,4920	0,2899	0,2357	

V. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	Fk [N]	Pk [kW]	V [km/h]	Ov [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	1453,0169	18,3498	45,4634	32,4507	0,3074	0,0150	69,3077
4000	1563,3028	22,5629	51,9582	42,3846	0,3292	0,0150	69,3077
4500	1535,7313	24,9356	58,4530	53,6430	0,3208	0,0150	69,3077
5000	1508,1599	27,2088	64,9478	66,2260	0,3121	0,0150	69,3077
5500	1480,5884	29,3825	71,4426	80,1334	0,3031	0,0150	69,3077
6000	1535,7313	33,2474	77,9373	95,3654	0,3117	0,0148	68,3784
6500	1590,8743	37,3114	84,4321	111,9219	0,3201	0,0154	71,3043
7000	1701,1602	42,9670	90,9269	129,8029	0,3401	0,0161	74,2302
7500	1756,3032	47,5283	97,4217	149,0084	0,3479	0,0167	77,1561
8000	1783,8746	51,4928	103,9164	169,5385	0,3494	0,0173	80,0820
8500	1811,4461	55,5567	110,4112	191,3930	0,3506	0,0180	83,0079
9000	1756,3032	57,0340	116,9060	214,5721	0,3337	0,0186	85,9338
9500	1728,7317	59,2575	123,4008	239,0757	0,3224	0,0192	88,8597
10000	1673,5887	60,3866	129,8956	264,9038	0,3049	0,0199	91,7856
10500	1590,8743	60,2722	136,3903	292,0565	0,2811	0,0205	94,7115
11000	1508,1599	59,8593	142,8851	320,5337	0,2570	0,0211	97,6374
n [1/min]	Ov+Of [N]	(Ov+Of)*v [kW]	a [m/s^2]	v [m/s]	Ph-f [N/N]	a/g	
3500	101,7584	1,2851	2,5166	12,6287	0,2924	0,2565	
4000	111,6923	1,6120	2,7035	14,4328	0,3142	0,2756	
4500	122,9507	1,9963	2,6312	16,2369	0,3058	0,2682	
5000	135,5336	2,4452	2,5564	18,0410	0,2971	0,2606	
5500	149,4411	2,9657	2,4791	19,8452	0,2881	0,2527	
6000	163,7438	3,5449	2,5552	21,6493	0,2969	0,2605	
6500	183,2262	4,2973	2,6216	23,4534	0,3047	0,2672	
7000	204,0331	5,1534	2,7883	25,2575	0,3240	0,2842	
7500	226,1645	6,1204	2,8497	27,0616	0,3312	0,2905	
8000	249,6205	7,2055	2,8574	28,8657	0,3321	0,2913	
8500	274,4009	8,4158	2,8626	30,6698	0,3327	0,2918	
9000	300,5059	9,7586	2,7113	32,4739	0,3151	0,2764	
9500	327,9354	11,2410	2,6089	34,2780	0,3032	0,2659	
10000	356,6894	12,8701	2,4526	36,0821	0,2850	0,2500	
10500	386,7680	14,6532	2,2425	37,8862	0,2606	0,2286	
11000	418,1710	16,5973	2,0300	39,6903	0,2359	0,2069	

VI. Rychlostní stupeň							
n [1/min]	Fk [N]	Pk [kW]	V [km/h]	Ov [N]	Ph [N/N]	f [-]	Of [N]
3500	1354,2800	18,3498	48,7781	37,3550	0,2850	0,0150	69,3077
4000	1457,0717	22,5629	55,7464	48,7902	0,3048	0,0150	69,3077
4500	1431,3738	24,9356	62,7147	61,7501	0,2964	0,0150	69,3077
5000	1405,6758	27,2088	69,6829	76,2347	0,2877	0,0150	69,3077
5500	1379,9779	29,3825	76,6512	92,2440	0,2787	0,0147	67,7990
6000	1431,3738	33,2474	83,6195	109,7780	0,2860	0,0154	70,9382
6500	1482,7696	37,3114	90,5878	128,8366	0,2930	0,0160	74,0775
7000	1585,5612	42,9670	97,5561	149,4200	0,3108	0,0167	77,2167
7500	1636,9571	47,5283	104,5244	171,5281	0,3172	0,0174	80,3559
8000	1662,6550	51,4928	111,4927	195,1608	0,3176	0,0181	83,4951
8500	1688,3529	55,5567	118,4610	220,3183	0,3177	0,0187	86,6343
9000	1636,9571	57,0340	125,4293	247,0004	0,3008	0,0194	89,7735
9500	1611,2591	59,2575	132,3976	275,2072	0,2892	0,0201	92,9128
10000	1559,8633	60,3866	139,3659	304,9388	0,2716	0,0208	96,0520
10500	1482,7696	60,2722	146,3342	336,1950	0,2481	0,0215	99,1912
11000	1405,6758	59,8593	153,3025	368,9759	0,2244	0,0221	102,3304
n [1/min]	Ov+Of [N]	(Ov+Of)*v [kW]	a [m/s^2]	v [m/s]	Ph-f [N/N]	a/g	
3500	106,6627	1,4452	2,4081	13,5495	0,2700	0,2455	
4000	118,0979	1,8288	2,5844	15,4851	0,2898	0,2634	
4500	131,0578	2,2831	2,5098	17,4207	0,2814	0,2558	
5000	145,5423	2,8172	2,4322	19,3564	0,2727	0,2479	
5500	160,0430	3,4076	2,3546	21,2920	0,2640	0,2400	
6000	180,7162	4,1976	2,4139	23,2276	0,2707	0,2461	
6500	202,9141	5,1060	2,4703	25,1633	0,2770	0,2518	
7000	226,6367	6,1416	2,6229	27,0989	0,2941	0,2674	
7500	251,8840	7,3133	2,6734	29,0346	0,2998	0,2725	
8000	278,6559	8,6300	2,6713	30,9702	0,2995	0,2723	
8500	306,9526	10,1005	2,6663	32,9058	0,2990	0,2718	
9000	336,7739	11,7337	2,5095	34,8415	0,2814	0,2558	
9500	368,1200	13,5384	2,3994	36,7771	0,2690	0,2446	
10000	400,9907	15,5235	2,2368	38,7127	0,2508	0,2280	
10500	435,3862	17,6977	2,0216	40,6484	0,2267	0,2061	
11000	471,3063	20,0701	1,8035	42,5840	0,2022	0,1838	

8.3. Příloha č. 3 – výpočty potřebné pro charakteristiku rozjezdu vozidla

Data					Výpočet V(t)				
	n [1/min]	V [km/h]	v [m/s]	1/a	obdélník	trojúhelník	suma	Δt	t
I. RS	3500	0,0	0,0	0,0				0,0	0,0
	4000	19,0	5,3	1,2	430,6	242,3	672,9	0,5	0,5
	4500	21,8	6,0	0,6	409,5	10,5	420,0	0,2	0,7
	5000	24,5	6,8	0,5	390,4	9,5	400,0	0,2	0,8
	5500	27,2	7,6	0,5	341,7	24,4	366,1	0,2	1,0
	6000	29,9	8,3	0,5	273,1	34,3	307,4	0,2	1,1
	6500	32,6	9,1	0,4	227,5	22,8	250,3	0,2	1,3
	7000	35,4	9,8	0,3	190,4	18,6	208,9	0,1	1,4
	7500	38,1	10,6	0,3	160,4	15,0	175,4	0,1	1,5
	8000	40,8	11,3	0,2	141,0	9,7	150,7	0,1	1,7
	8500	43,5	12,1	0,2	132,0	3,2	135,2	0,1	1,8
ŘII. RS		43,4	12,1					0,5	2,3
II. RS	5500	43,7	12,1	0,6	568,2	73,2	641,4	0,3	2,6
	6000	47,7	13,3	0,5	471,7	48,2	519,9	0,3	2,9
	6500	51,7	14,4	0,4	393,6	39,0	432,7	0,3	3,2
	7000	55,7	15,5	0,4	330,9	31,3	362,3	0,3	3,5
	7500	59,6	16,6	0,3	290,6	20,2	310,8	0,3	3,8
	8000	63,6	17,7	0,3	272,1	9,3	281,3	0,3	4,1
	8500	67,6	18,8	0,2	264,1	6,0	270,1	0,3	4,3
ŘIII. RS		67,4	18,7					0,5	4,8
III. RS	7000	69,9	19,4	0,4	504,7	49,0	553,6	0,4	5,3
	7500	74,9	20,8	0,4	443,3	30,7	474,0	0,6	5,8
	8000	79,9	22,2	0,3	415,9	13,7	429,6	0,5	6,3
	8500	84,9	23,6	0,3	0,0	9,6	9,6	0,4	6,7
ŘIV. RS		84,7	23,5					0,5	7,2
IV. RS	7500	87,1	24,2	0,3	523,8	1,7	525,6	0,5	7,7
	8000	92,9	25,8	0,3	520,7	1,6	522,3	0,5	8,3
	8500	98,7	27,4	0,3	545,9	12,6	558,5	0,5	8,8
ŘV. RS		98,4	27,3					0,5	9,3
V. RS	8000	103,9	28,9	0,3	630,2	0,6	630,8	0,6	9,9
	8500	110,4	30,7	0,3	665,4	17,6	683,0	0,6	10,6
ŘVI. RS		110,1	30,6					0,5	11,1
VI. RS	8000	111,5	31,0	0,4	726,0	0,7	726,7	0,7	11,8
	8500	118,5	32,9	0,4	771,3	22,7	794,0	0,7	12,5
	9000	125,4	34,8	0,4	806,7	17,7	824,4	0,8	13,3
	9500	132,4	36,8	0,4	865,4	29,3	894,7	0,8	14,1
	10000	139,4	38,7	0,4	957,5	46,1	1003,5	0,9	15,0
	10500	146,3	40,6	0,5	1073,3	57,9	1131,2	1,0	16,0
	11000	153,3	42,6	0,6				1,1	17,2

Data					Výpočet V(x)				
	n [1/min]	V [km/h]	v [m/s]	1/a	obdélník	trojúhelník	suma	Δx	x
I. RS	3500	0,0	0,0	0,0				0,0	0,0
	4000	19,0	5,3	1,2	802,2	57,3	859,4	0,9	0,9
	4500	21,8	6,0	0,6	907,8	56,7	964,5	1,0	1,8
	5000	24,5	6,8	0,5	1041,2	57,8	1099,0	1,1	2,9
	5500	27,2	7,6	0,5	1180,0	59,0	1239,0	1,2	4,2
	6000	29,9	8,3	0,5	1262,4	57,4	1319,8	1,3	5,5
	6500	32,6	9,1	0,4	1328,4	55,4	1383,8	1,4	6,9
	7000	35,4	9,8	0,3	1367,4	52,6	1420,0	1,4	8,3
	7500	38,1	10,6	0,3	1400,4	50,0	1450,4	1,5	9,7
	8000	40,8	11,3	0,2	1465,5	48,9	1514,4	1,5	11,3
	8500	43,5	12,1	0,2	6045,0	8,6	6053,5	6,1	17,3
ŘII. RS		43,4	12,1		3853,7	15,0	3868,7	6,3	23,6
II. RS	5500	43,7	12,1	0,6	3775,5	171,6	3947,2	3,9	27,5
	6000	47,7	13,3	0,5	3977,0	165,7	4142,7	4,1	31,6
	6500	51,7	14,4	0,4	4096,5	157,6	4254,1	4,3	35,9
	7000	55,7	15,5	0,4	4198,6	150,0	4348,6	4,3	40,2
	7500	59,6	16,6	0,3	4399,8	146,7	4546,5	4,5	44,8
	8000	63,6	17,7	0,3	4630,9	144,7	4775,7	4,8	49,6
	8500	67,6	18,8	0,2	9388,4	12,2	9400,6	9,4	59,0
ŘIII. RS		67,4	18,7		8087,7	150,3	8238,0	8,3	67,3
III. RS	7000	69,9	19,4	0,4	10753,9	384,1	11137,9	11,1	78,4
	7500	74,9	20,8	0,4	9864,5	328,8	10193,3	10,2	88,6
	8000	79,9	22,2	0,3	9536,8	298,0	9834,9	9,8	98,5
	8500	84,9	23,6	0,3	11793,0	16,0	11809,1	11,8	110,3
ŘIV. RS		84,7	23,5		12560,4	180,8	12741,2	11,8	122,1
IV. RS	7500	87,1	24,2	0,3	12718,5	424,0	13142,5	13,1	135,2
	8000	92,9	25,8	0,3	13480,9	421,3	13902,2	13,9	149,1
	8500	98,7	27,4	0,3	13712,8	20,0	13732,9	13,7	162,9
ŘV. RS		98,4	27,3		17288,6	480,5	17769,2	13,6	176,5
V. RS	8000	103,9	28,9	0,3	18208,6	569,0	18777,7	18,8	195,2
	8500	110,4	30,7	0,3	15334,9	21,5	15356,4	15,4	210,6
ŘVI. RS		110,1	30,6		22169,9	140,0	22309,9	15,3	225,9
VI. RS	8000	111,5	31,0	0,4	22504,5	703,3	23207,8	23,2	249,1
	8500	118,5	32,9	0,4	26127,0	768,4	26895,4	26,9	276,0
	9000	125,4	34,8	0,4	28723,6	797,9	29521,4	29,5	305,5
	9500	132,4	36,8	0,4	32904,5	865,9	33770,4	33,8	339,3
	10000	139,4	38,7	0,4	38849,9	971,2	39821,1	39,8	379,1
	10500	146,3	40,6	0,5	45981,4	1094,8	47076,2	47,1	426,2
	11000	153,3	42,6	0,6	730682,3	365341,1	1096023,4	1096,0	1522,2

Poděkování

Poděkování patří především mým rodičům a celé rodině, která mě podporuje při studiu. Dále chci poděkovat vedoucímu práce Ing. Michalovi Richtáři a celému kolektivu z Institutu dopravy za konzultace a poskytnutí potřebných informací k vypracování práce. Poděkování patří i lidem, kteří se podíleli na konstrukci a úpravách mého vozidla, a to především Danielovi Bochňákovi, za pomoc při návrhu a samotné výrobě všech dílů obráběných na soustruhu.



Obrázek 80 Autor práce a jeho vozidlo, [autor]